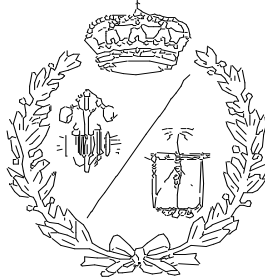


**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Trabajo Fin de Grado

**DISEÑO Y SIMULACION DE UNA TURBINA
KAPLAN MEDIANTE DINAMICA DE FLUIDOS
COMPUTACIONAL**

**(Kaplan turbine design and simulation using
Computational Fluid Dynamics)**

Para acceder al Título de

**GRADUADO EN INGENIERÍA EN
TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES**

Autor: Saúl Peón Herrera

Julio - 2021

RESUMEN

El documento comienza con una introducción a las Turbomáquinas, ahondando en sus elementos y características, para posteriormente ver los tipos y clasificación de estas. Introduciremos el triángulo de velocidades, y haremos entonces mayor hincapié en las turbinas axiales de tipo Kaplan que es el tipo de turbina con la que vamos a trabajar, así como su geometría, localización en una central, caudales, etc.

Una vez realizada la introducción, se tratará y explicará la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), que será la parte central en la que nos apoyaremos en la realización de este proyecto, ya que usaremos la simulación numérica para estudiar cómo se comporta el flujo en las diferentes regiones del rodete. Todo esto de forma bastante simplificada, pero detallada. Procederemos posteriormente a realizar el diseño de la geometría, mallado de esta, y simulación paso por paso de nuestra turbina mediante diferentes softwares implementados en la herramienta Ansys Workbench, tales como BladeGen, o Fluent entre otros, en los que profundizaremos en posteriores apartados.

Los datos que introduciremos en los diferentes programas, se hallaran con los cálculos pertinentes en la sección Anexo. Para realizar dichas operaciones, usaremos de referencia los datos técnicos de una central hidroeléctrica española que use turbinas de tipo Kaplan.

ABSTRACT

The document begins with an introduction to Turbomachines, delving into their elements and characteristics, to later talk about their types and classification. We will introduce the speed triangle, and then we will place greater emphasis on Kaplan-type axial turbines, which is the type of turbine with which we are going to work, as well as its geometry, location in a plant, flow rates, etc.

Once the introduction is made, Computational Fluid Dynamics (CFD) will be discussed and explained, which will be the central part in which we will support ourselves in carrying out this project, since we will use numerical simulation to study how the flow behaves in the different regions of the turbine. All this in a fairly simplified, but detailed way. We will then proceed to carry out the design of the geometry, its meshing, and step-by-step simulation of our turbine using different software implemented in the Ansys Workbench tool, such as BladeGen, or Fluent among others, in which we will delve into later sections.

The data that we will introduce in the different programs will be found with the pertinent calculations in the Annex section. To carry out these operations, we will use as a reference the technical data of a Spanish hydroelectric plant that uses Kaplan type turbines.

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN	13
2. CENTRALES HIDROELÉCTRICAS.....	15
2.1. MARCO HISTÓRICO DE LAS CENTRALES HIDROELÉCTRICAS.....	15
2.2. CLASIFICACIÓN DE LAS CENTRALES HIDROELÉCTRICAS.....	16
2.2.1. Centrales de agua fluyente.....	16
2.2.2. Centrales de pie de presa.....	17
2.2.3. Centrales de bombeo	18
2.2.4. Centrales mareomotrices.....	19
2.2.5. Clasificación según su salto neto	19
3. MÁQUINAS HIDRÁULICAS	23
3.1. MÁQUINAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO.....	23
3.2. TURBOMÁQUINAS	24
3.3. TEORÍA DE TURBOMÁQUINAS	26
3.3.1. Triángulo de velocidades.....	26
3.3.2. Ecuación fundamental de las turbomáquinas	27
3.3.3. Teoría de persianas de álabes	29
4. TURBINAS HIDRÁULICAS.....	31
4.1. CLASIFICACIÓN DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS.....	31
4.1.1. Clasificación en función del grado de reacción.....	32
4.2. COMPONENTES DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS	33
4.3. TIPOS DE TURBINAS HIDRÁULICAS	35
4.3.1. Turbina Francis.....	36
4.3.2. Turbina Pelton	37

4.4.	TURBINA KAPLAN	37
4.4.1.	Regulación.....	39
4.5.	ALTURAS CARACTERISTICAS	40
4.6.	POTENCIAS EN LA TURBINA	41
4.6.1.	Potencia útil	41
4.6.2.	Potencia teórica.....	41
4.6.3.	Potencia interna.....	41
4.7.	PÉRDIDAS EN LA TURBINA.....	41
4.7.1.	Pérdidas volumétricas	41
4.7.2.	Pérdidas hidráulicas	42
4.7.3.	Pérdidas mecánicas	43
5.	DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL	44
5.1.	DEFINICIÓN Y FUNCIONAMIENTO DE CFD	44
5.1.1.	Métodos principales de discretización	45
5.1.2.	CFD en Ansys	47
5.2.	ECUACIONES DE CONSERVACIÓN	48
5.2.1.	Ecuación de la conservación de la masa.....	49
5.2.2.	Ecuación de la conservación de la energía	50
5.2.3.	Ecuación de la cantidad de movimiento	50
5.3.	ADIMENSIONALIZACIÓN.....	51
5.4.	SIMPLIFICACIÓN DE LAS ECUACIONES	53
5.4.1.	Dimensión del flujo	53
5.4.2.	Viscosidad del flujo.....	54
5.4.3.	Compresibilidad del flujo.....	55
5.4.4.	Flujo estacionario o no estacionario	56

5.4.5.	Hidrostática del flujo	56
5.4.6.	Aproximación de Boussinesq	57
5.5.	FENÓMENO DE LA TURBULENCIA.....	58
5.5.1.	Definición de turbulencia	59
5.5.2.	Características de la turbulencia	59
5.5.3.	Transferencia de cantidad de movimiento	60
5.5.4.	Modelos de turbulencia.....	61
6.	DISEÑO Y SIMULACIÓN DE LA TURBINA KAPLAN.....	67
6.1.	DISEÑO DE LA GEOMETRIA DEL RODETE	67
6.2.	PROCESO DE MALLADO	74
6.3.	SIMULACIÓN MEDIANTE FLUENT	81
6.4.	RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN	93
7.	CONCLUSIONES DEL ESTUDIO.....	100
8.	ANEXO: CÁLCULOS	102
8.1.	CÁLCULO DE LAS POTENCIAS.....	102
8.2.	CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES DEL RODETE.....	103
8.3.	CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES DE LOS ÁLABES	107
8.4.	CÁLCULO DEL NÚMERO DE ÁLABES Y SUS DIMENSIONES.....	112
8.5.	DIMENSIONES DEL TUBO DE ASPIRACION	115
8.6.	DIMENSIONES DE LA CUBIERTA CÓNICA.....	117
8.7.	DIMENSIONES DE LA CARCASA EN ESPIRAL	118
9.	BIBLIOGRAFÍA	121

ÍNDICE DE FIGURAS Y TABLAS

Figura 2.1: Molino de agua antiguo. [2]	15
Figura 2.2: Central eléctrica Edward Dean, Cataratas del Niagara (Nueva York). Fuente: https://stem.guide/topic/energia-hidroelectrica/?lang=es	16
Figura 2.3: Esquema de las partes que forman una central hidroeléctrica de agua fluyente con azud.	17
Figura 2.4: Vista aérea de la central hidroeléctrica de Cedillo. Fuente: https://www.elconfidencial.com/espana/2018-12-21/espana-portugal-embalse- cedillo-iberdrola-frontera_1720526/	18
Figura 2.5: Central Hidroeléctrica de bombeo Cortes-La Muela en Valencia. Fuente: Iberdrola.	19
Figura 2.6: Localización del municipio de Antella. [3].....	21
Figura 2.7: Localización de la cenral de Antella Escalona en el municipio de Antella, Valencia [10].	21
Figura 2.8: Vista aérea de la central de Antella-Escalona. [3].....	22
Figura 3.1: Bomba de dosificación de embolo. Fuente: prominent.es	24
Figura 3.2: Esquema de una turbina tipo Pelton.	25
Figura 3.3: Esquema de una bomba hidráulica. Fuente: https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn206.html	25
Figura 3.4: Componentes de la velocidad y ángulos significativos en una bomba hidráulica.	26
Figura 3.5: Persianas de álabes. [13].....	29
Figura 4.1: Variación de las presiones a lo largo de una turbina de reacción. [16] ..	32
Figura 4.2: Variación de las presiones a lo largo de una turbina de acción. [16]	33
Figura 4.3: Esquema de los diferentes elementos que forman el distribuidor te una turbina de reacción. [13].....	34
Figura 4.4: Cámara espiral, o carcasa de una turbina Francis. [13].....	35

Figura 4.5: Esquema de la sección de una turbina Francis y sus componentes. [16]	36
Figura 4.6: Esquema de la sección de una turbina Pelton y sus componentes. [16]	37
Figura 4.7: Instalación de una turbina Kaplan de eje vertical. [5]	38
Figura 4.8: Colocación de una turbina Kaplan en una central hidroeléctrica. [5]	39
Figura 4.9: Regulación de los álabes para conseguir el mejor rendimiento adaptándose a las variaciones del sistema. [5]	40
Figura 5.1: Discretización de una función.	45
Figura 5.2: Ejemplo de la estructura de la malla en diferencias finitas.	46
Figura 5.3: Componentes del método de elementos finitos. [9]	46
Figura 5.4: Estructura en el método de volúmenes finitos.	47
Figura 5.5: Estudio del flujo másico en un volumen de control.	49
Figura 5.6: Distribución de tensiones en un volumen diferencial.	51
Figura 5.7: Principales adimensionales utilizados en la mecánica de fluidos. [15]	52
Figura 5.8: Ejemplo de un flujo en tres dimensiones en Ansys. Fuente : sciencedirect.com/science/article/pii/S0213131516300128	53
Figura 5.9: Perfiles de flujo en un tubo. (a) Sin viscosidad, (b) Fluido real con viscosidad.	54
Figura 5.10: Diagrama de compresibilidad de los gases.	55
Figura 5.11: Ejemplo de medida de presión a una profundidad h.	57
Figura 5.12: Esquema de las diferentes regiones y capas de un flujo. Fuente: aerodinamicaf1.com/2020/10/	58
Figura 5.13: Representación del flujo laminar en un tubo. Fuente: aerodinamicaf1.com/2019/10/flujo-laminar-y-turbulento/	60
Figura 5.14: Representación del flujo turbulento en un tubo. Fuente: aerodinamicaf1.com/2019/10/flujo-laminar-y-turbulento/	61

Figura 6.1: Esquema de los módulos de trabajo de Ansys usados en este proyecto.	67
Figura 6.2: Datos iniciales de diseño en BladeGen.	68
Figura 6.3: Datos iniciales de ángulo inicial y espesor.	69
Figura 6.4: Propiedades de trabajo.	69
Figura 6.5: Geometría del rodete y la cubierta cónica.	70
Figura 6.6: Datos del perfil del álabe para el radio menor.	70
Figura 6.7: Datos del perfil del álabe para el radio mayor.	71
Figura 6.8: Datos de los ángulos del álabe en la zona de entrada del flujo.	71
Figura 6.9: Datos de los ángulos del álabe en la zona de entrada del flujo.	72
Figura 6.10: Variación lineal del espesor del álabe.	73
Figura 6.11: Resultado de la geometría de la turbina con filtro “Meshed” en BladeGen.	73
Figura 6.12: Resultado de la geometría de la turbina con filtro “Shaded” en BladeGen.	74
Figura 6.13: Región de un álabe con el filtro “Meshed” en BladeGen.	74
Figura 6.14: Interfaz de trabajo en TurboGrid.	75
Figura 6.15: Vista inicial de la región de un solo álabe en TurboGrid.	76
Figura 6.16: Malla bidimensional generada, junto a los 5 layers.	77
Figura 6.17: Variación de la cantidad de volúmenes mediante Size Factor.	78
Figura 6.18: Mallado de la región de un solo álabe (Vista 1).	78
Figura 6.19: Mallado de la región de un solo álabe (Vista 2).	79
Figura 6.20: Mallado de la región completa.	79
Figura 6.21: Número de nodos y elementos, y su distribución.	80
Figura 6.22: Calidad de la malla.	80
Figura 6.23: Configuración General del solver de Fluent.	81

Figura 6.24: Ventana de configuración del modelo de viscosidad k-epsilon.	82
Figura 6.25: Selección del material de trabajo de la base de datos de Fluent.	83
Figura 6.26: Configuración de las características en la región que delimita los álabes.....	84
Figura 6.27: Diferentes zonas y sus condiciones de contorno.	85
Figura 6.28: Configuración de las condiciones de contorno de la región de entrada del flujo.....	86
Figura 6.29: Configuración de las regiones del álabe, cubierta cónica y parte intermedia del hub.....	87
Figura 6.30: Configuración de las condiciones de contorno de salida.....	88
Figura 6.31: Creación de regiones periódicas.....	88
Figura 6.32: Representación 3D de la región de trabajo en Fluent.	89
Figura 6.33: Métodos de solución para los cálculos.....	90
Figura 6.34: Configuración de los factores de relajación.....	91
Figura 6.35: Segunda parte de la inicialización en la consola de Ansys.	92
Figura 6.36: Grafica de convergencia de los residuos.	93
Figura 6.37: Valores finales de convergencia de los residuos.	93
Figura 6.38: Cálculo de la densidad del agua.	94
Figura 6.39: Cálculo del flujo másico total de la turbina.	94
Figura 6.40: Cálculo del caudal total a la entrada del rodete.	94
Figura 6.41: Cálculo de la presión a la entrada del rodete.....	94
Figura 6.42: Cálculo de la presión a la salida del rodete.....	94
Figura 6.43: Cálculo de la altura de presión a la entrada del rodete.	94
Figura 6.44: Cálculo de la altura de presión a la salida del rodete.....	95
Figura 6.45: Cálculo de la altura de presión total del rodete.	95
Figura 6.46: Cálculo de la potencia hidráulica.....	95

Figura 6.47: Cálculo de la potencia de tipo mecánico transmitida al eje.	95
Figura 6.48: Cálculo del rendimiento en valor porcentual.	95
Figura 6.49: Grafica del rendimiento en distintos tipos de turbina, en función del caudal turbinado. [1].....	96
Figura 6.50: Diagrama de presiones en 3D a lo largo del rodete, junto a sus álabes.	97
Figura 6.51: Diagrama de presiones estáticas en la superficie superior del álabe...	98
Figura 6.52: Diagrama de energía cinética turbulenta en 3D en el paso por el rodete.	98
Figura 6.53: Diagrama de la energía cinética turbulenta en la superficie inferior del álabe.	99
Figura 8.1: Esquema y principales características geométricas de la turbina Kaplan. [6]	104
Figura 8.2: Sección de la entrada al rodete. [14].....	105
Figura 8.3: Velocidades en la sección exterior del perfil del álabe. [1].....	107
Tabla 8.1: Recopilación de datos obtenidos del rodete.....	108
Figura 8.4: Medidas de interés del rodete de una turbina Kaplan. [6]	113
Figura 8.5: Ángulo suavizado del álabe para evitar turbulencias. [14]	115
Figura 8.6: Parámetros del perfil de un tubo de aspiración con codo para una turbina Kaplan. [6]	116
Figura 8.7: Parámetros en planta un tubo de aspiración con codo para una turbina Kaplan. [6]	117
Figura 8.8: Parámetros del perfil de una carcasa espiral de acero de una turbina Kaplan. [6]	119
Figura 8.9: Parámetros en planta de una carcasa espiral de acero de una turbina Kaplan. [6]	119

1. INTRODUCCIÓN

La producción de energía eléctrica es muy variada, con diferentes costos y consecuencias dependiendo de la tecnología utilizada. En el caso de España, se tiene una buena conciencia respecto al impacto ambiental que producen las centrales, y cada vez va en aumento. Por ello, en nuestro plan energético se están implementando centrales cuya generación eléctrica se basa en energías renovables, siendo cada vez el porcentaje total de energía producida por estas tecnologías mayor. Pero las renovables, traen consigo algunos inconvenientes tales como la necesidad de mantener la estabilidad del sistema eléctrico debido a la imprevisibilidad de algunas tipologías de centrales como las eólicas, además de temas económicos. Se debe garantizar que sea viable económicamente la producción de energía, intentando que esto no se vea reflejado en la factura eléctrica, y haciendo balance de los inconvenientes, además de que muchas veces se tiene muy en cuenta la opinión de la sociedad.

Nuestro caso de estudio específico será una central hidroeléctrica, tipología la cual está en un estado muy avanzado de investigación respecto a las otras, lo que nos garantiza una calidad de suministro y una estabilidad en el sistema mayor que el resto.

Algo interesante y que nos va a repercutir en este trabajo, es que con el avance de estas tecnologías, las turbinas hidráulicas más modernas, nos permiten aprovechar cada vez saltos hidráulicos de menor altura. En nuestro caso, estudiaremos una turbina axial de tipo Kaplan, que pertenece a una central hidroeléctrica española llamada Antella-Escalona, situada en el río Júcar, cuyo salto hidráulico es menor de 10 metros, cuyos rendimientos son realmente elevados.

Llevaremos a cabo una serie de estudios previos, con los que podremos crear un diseño similar a esta turbina, para poder proceder a realizar una serie de simulaciones para estudiar el funcionamiento de esta. Para ello, introduciremos la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), que será el pilar fundamental de este proyecto. Usando las herramientas que nos ofrecen los softwares basados en CFD, veremos cuál es el comportamiento de la turbina con grandes niveles de precisión.

A modo de introducción, hablaremos de las distintas centrales hidroeléctricas existentes, la maquinaria que forma una central, profundizando ligeramente en el

concepto de turbomaquinas, y sus principios teóricos. También hablaremos detalladamente de las turbinas hidráulicas, haciendo hincapié en las axiales de tipo Kaplan. Hablaremos también de la Dinámica de Fluidos Computacional para realizar los análisis numéricos, eligiendo el modelo de turbulencia que mejor se ajuste al proceso, obteniendo los resultados para las condiciones que le hayamos impuesto a nuestra turbina. Finalmente se expondrán los resultados obtenidos y se discutirán, acompañados de una conclusión final.

2. CENTRALES HIDROELÉCTRICAS

2.1. MARCO HISTÓRICO DE LAS CENTRALES HIDROELÉCTRICAS

La idea de aprovechar el movimiento del agua tiene miles de años de antigüedad. Los seres humanos se han aprovechado de la energía que el agua les proporcionaba desde tiempos remotos, como es el caso de los molinos de agua que usaban griegos y romanos, para moler el grano y triturar ciertos materiales de alto contenido en celulosa para la producción de papel.

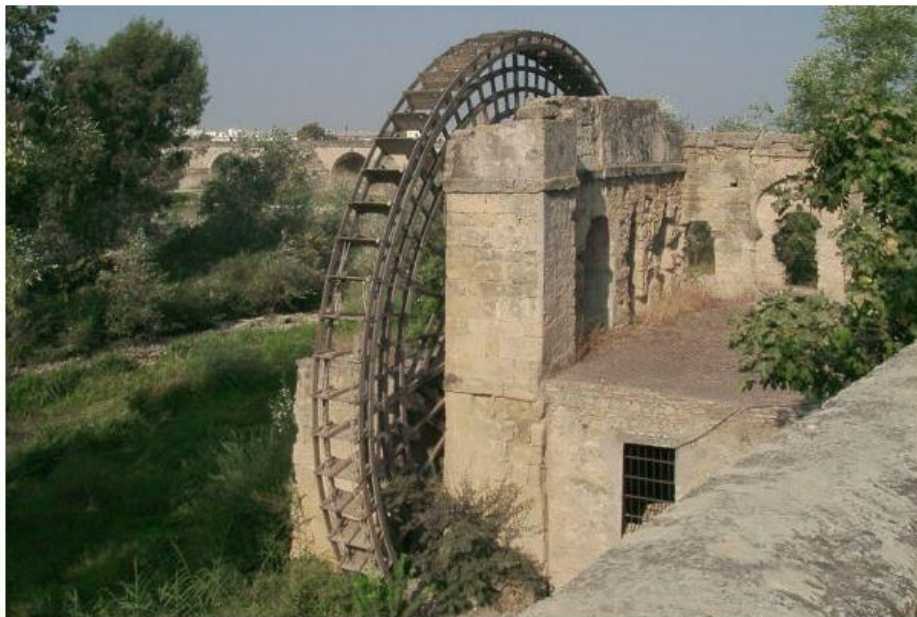


Figura 2.1: Molino de agua antiguo. [2]

Con el transcurso del tiempo, grandes físicos e ingenieros han ido desarrollando elementos que han acabado siendo imprescindibles para el desarrollo de las centrales hidroeléctricas y el transporte de la energía desde ellas. Todo este desarrollo tecnológico se ha ido formando poco a poco con el paso de los años, hasta derivar, a inicios de la Revolución Industrial, en la idea de que podamos disfrutar de tener electricidad proveniente de este tipo de centrales.

El ingeniero William George Armstrong, llevó a cabo en 1880, en Northumberland (Inglaterra), la que sería considerada la primera “central hidroeléctrica”, que consistía en una especie de cascada y lago artificiales con las que consiguió iluminar su casa. Dos años después entró en funcionamiento la central hidroeléctrica de Appleton,

Wisconsin, EEUU en el río Fox, que era capaz de iluminar la propia central y edificios colindantes. En 1895, se inaugura la central *Edward Dean*, la cual estaba construida en las Cataratas del Niágara, y es considerada la primera central de gran escala de corriente alterna del mundo. Esta era capaz de proveer 37 megavatios de electricidad.



Figura 2.2: Central eléctrica Edward Dean, Cataratas del Niágara (Nueva York). Fuente:
<https://stem.guide/topic/energia-hidroelectrica/?lang=es>

2.2. CLASIFICACIÓN DE LAS CENTRALES HIDROELÉCTRICAS

2.2.1. Centrales de agua fluyente

Estas centrales se aprovechan del desvío de parte del agua del río a través de una toma, y mediante canales, se transporta hasta la central donde será turbinada. Una vez esta agua fluye a través de la turbina, y se obtiene la energía eléctrica, es devuelta al cauce del río. A veces pueden tener un pequeño embalse denominado azud.

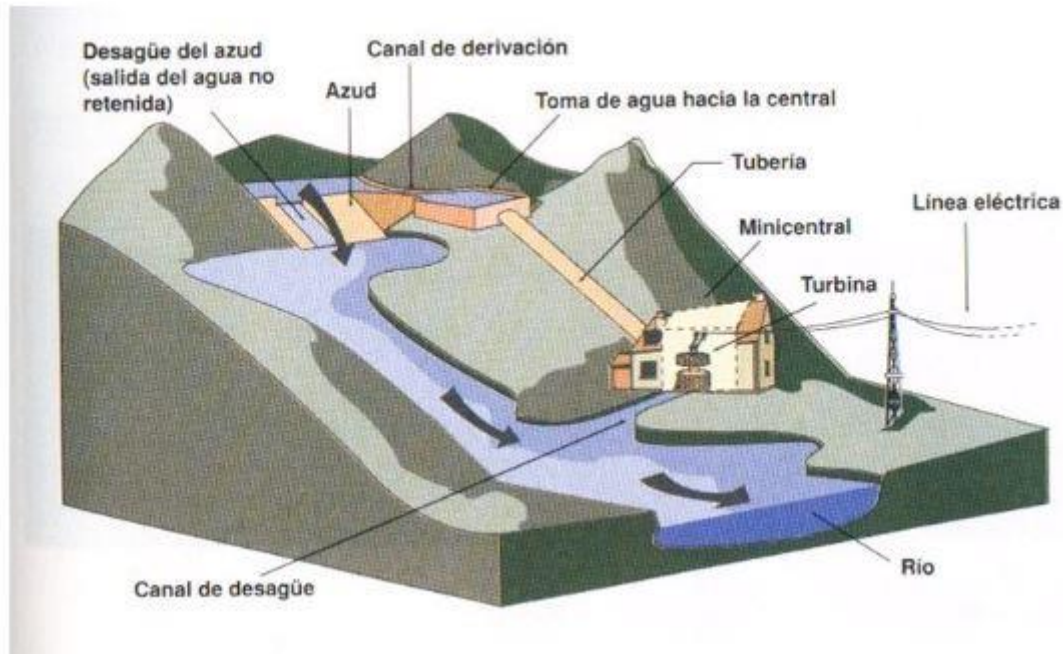


Figura 2.3: Esquema de las partes que forman una central hidroeléctrica de agua fluyente con azud.

Hay varias formas de realizar el proceso de generación de energía, pero la característica común a todas las centrales de agua fluyente, es que dependen directamente de la hidrología, ya que no poseen la capacidad de regular el caudal turbinado y éste es muy variable. Estas centrales cuentan con un salto útil constante, y su potencia depende directamente del caudal que pasa por el río.

2.2.2. Centrales de pie de presa

En este caso, se construye un embalse en el cauce del río con el fin de almacenar una gran cantidad de agua para su posterior aprovechamiento, además del agua de las precipitaciones y procedentes del deshielo. La característica principal de este tipo de instalaciones es que cuentan con la capacidad de regulación de los caudales de salida del agua, que será turbinada en los momentos que se precise. Dicha capacidad de control sobre el volumen de producción se emplea generalmente para proporcionar energía durante las horas punta de consumo.

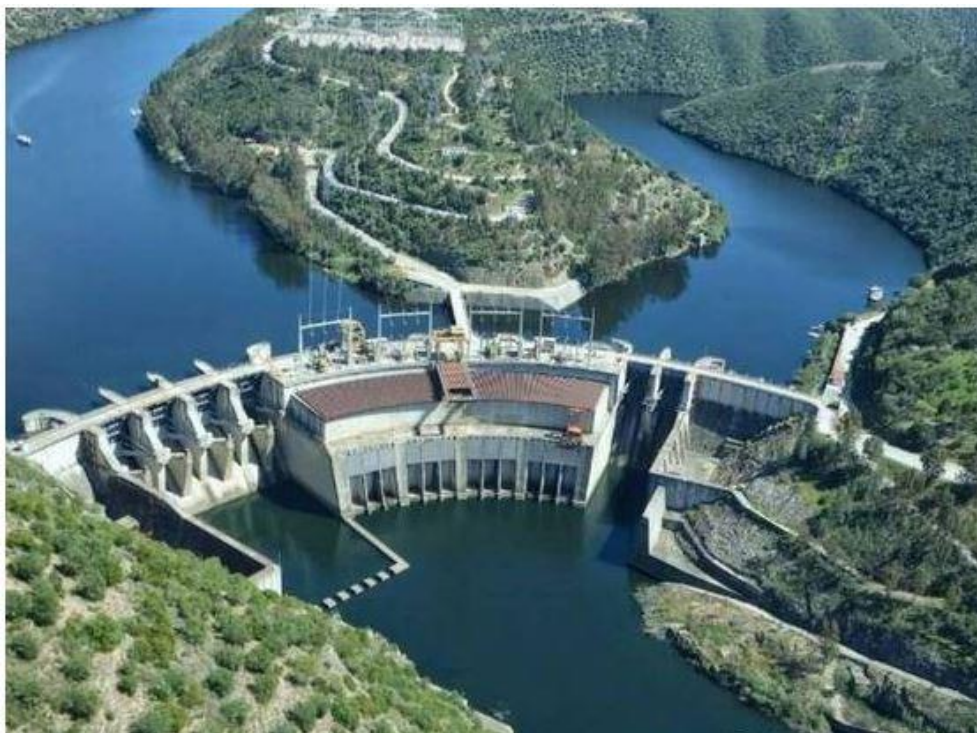


Figura 2.4: Vista aérea de la central hidroeléctrica de Cedillo. Fuente:

https://www.elconfidencial.com/espana/2018-12-21/espana-portugal-embalse-cedillo-iberdrola-frontera_1720526/

La toma de agua de la central se sitúa en la “zona útil”, que contiene el total de agua que puede ser turbinada. Debajo de la toma se sitúa la “zona muerta”, que almacena el agua no útil para turbinar. Según la capacidad de agua que tenga la zona útil la regulación puede ser horaria, diaria o semanal. En las minicentrales hidroeléctricas el volumen almacenado suele ser reducido, permitiendo por ejemplo producir energía eléctrica un número de horas durante el día, y llenándose el embalse durante la noche. Si la regulación es semanal, se garantiza la producción de electricidad durante el fin de semana, llenándose de nuevo el embalse durante el resto de la semana.

2.2.3. Centrales de bombeo

Son similares a las centrales de pie de presa, ya que estas también consisten en turbinar agua procedente de un embalse, pero estas poseen la característica de que también pueden bombear agua para almacenarla, ya que poseen un depósito superior y otro inferior. El funcionamiento de estas centrales consiste en la generación de energía en las horas punta, turbinando agua desde el depósito superior al inferior, y cuando se genera más energía de la demandada, se usa dicho exceso de energía

para bombear agua del depósito inferior al superior, para volver a almacenar agua para su posterior uso en la generación de energía nuevamente.



Figura 2.5: Central Hidroeléctrica de bombeo Cortes-La Muela en Valencia. Fuente: Iberdrola.

2.2.4. Centrales mareomotrices

Estas centrales basan su funcionamiento en el aprovechamiento de la energía del mar en energía eléctrica. Más concretamente, la energía de las mareas se aprovecha con unas turbinas, que cuando se activan, mueven el conjunto mecánico del alternador, produciéndose de esta forma la energía eléctrica.

2.2.5. Clasificación según su salto neto

Las centrales hidroeléctricas también pueden clasificarse dependiendo del salto que posean, característica de gran importancia, ya que toda la construcción de la central, además de gran parte de la maquinaria, véase la turbina o el grupo alternador a instalar se construirá teniendo en cuenta el salto.

Siendo H_n la altura neta del salto, la clasificación será la siguiente:

- Centrales con saltos de pequeña altura: $H_n < 15 \text{ m}$

Se caracterizan por un caudal elevado, propio de terrenos llanos. Normalmente son centrales de agua fluyente, donde las turbinas más usadas son las turbinas Kaplan, las de hélice, y las de bulbo, todas de gran tamaño. Dichas turbinas usualmente están construidas con el eje vertical.

- Centrales con saltos de mediana altura: $15 \text{ m} \leq H_n < 50 \text{ m}$

En estas, el caudal respecto al salto es de tipo medio, suelen encontrarse en terreno con ligero relieve. El agua suele llegar por canales de derivación y las turbinas usadas suelen ser de tipo Francis de tamaño inferior a las turbinas de salto pequeño, pero también se suelen colocar de forma que el eje esté vertical.

- Centrales con saltos de gran altura: $H_n > 50 \text{ m}$

Las centrales con grandes saltos suelen estar situadas en zonas montañosas con un caudal pequeño en comparación con dicha altura. El agua suele llegar a la central mediante canales de derivación o túneles. Las turbinas Pelton son las colocadas usualmente en este tipo de centrales, siendo de un tamaño más reducido que en los anteriores tipos, con la peculiaridad, de que usualmente el eje de la turbina se coloca horizontalmente

2.3. CENTRAL HIDROELECTRICA DE ANTELLA-ESCALONA

Como ya se ha mencionado anteriormente, para la realización de este proyecto usaremos como referencia una central hidroeléctrica de la geografía española. En este caso, se ha elegido la central de Antella-Escalona situada en Valencia, más concretamente, está situada en el municipio de Antella, aprovechando el caudal del río Júcar.



Figura 2.6: Localización del municipio de Antella. [3]

Situada a unos tres kilómetros aguas debajo de la presa de Tous, su titular proviene de una transferencia a manos de Compañía Mediterránea de Energías S.A. La central empezó su actividad en el año 1997, y es una central de Agua Fluyente.

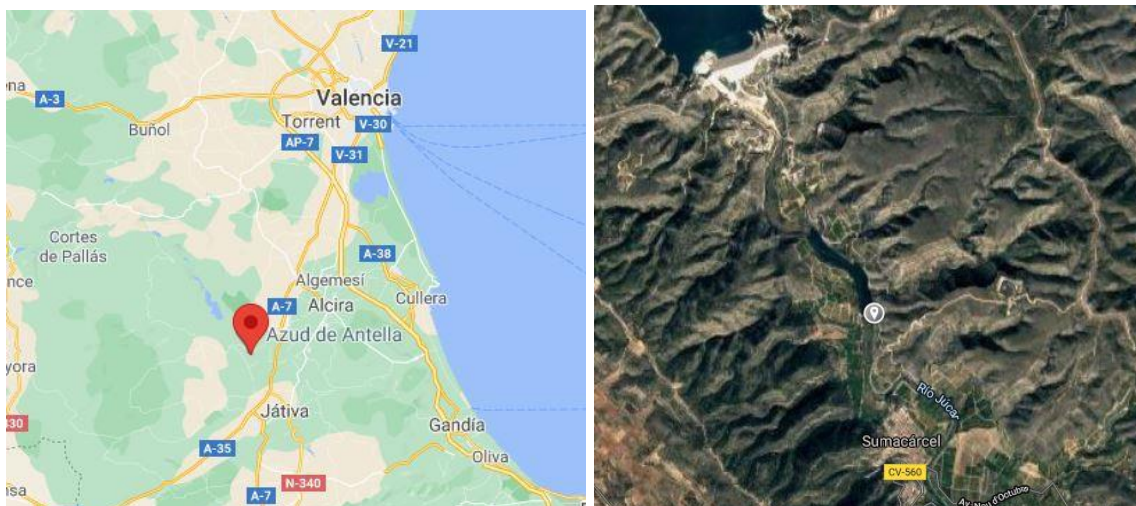


Figura 2.7: Localización de la cenral de Antella Escalona en el municipio de Antella, Valencia [10].

La toma se sitúa en el estribo izquierdo de la presa, con una longitud de 149 metros, y una altura de 9 metros, aunque fue necesario construir una ataguía aguas arriba de la presa para demoler sus 4 metros superiores en una longitud de 15 metros para construir los dos conductos de toma que atraviesan la presa, restituyendo el perfil del aliviadero original. La central cuenta con dos fases, cada una con su correspondiente turbina Kaplan de eje vertical de doble regulación.

Nosotros trabajaremos con la primera fase en lo que resta de proyecto, pero en este apartado hablaremos de las características de ambas.

La primera fase consta de un salto bruto de 9 metros, y la turbina trabaja con un caudal de $20 \text{ m}^3/\text{s}$, siendo su potencia instalada de 1596 kW.

La segunda fase posee un salto bruto de 11 metros, trabajando con un caudal igual a la primera fase, de $20 \text{ m}^3/\text{s}$, y su potencia instalada es de 1986 kW.

La central posee dos equipos de regulación y control, con sus respectivos cuadros eléctricos de alta y baja tensión, estando la instalación diseñada de tal forma que pueda operar de forma automática y con continuidad en el régimen fluyente. Para el sistema de control se usa un PLC que regula las palas en función del fluido, además de las secuencias de paro y arranque de los grupos.

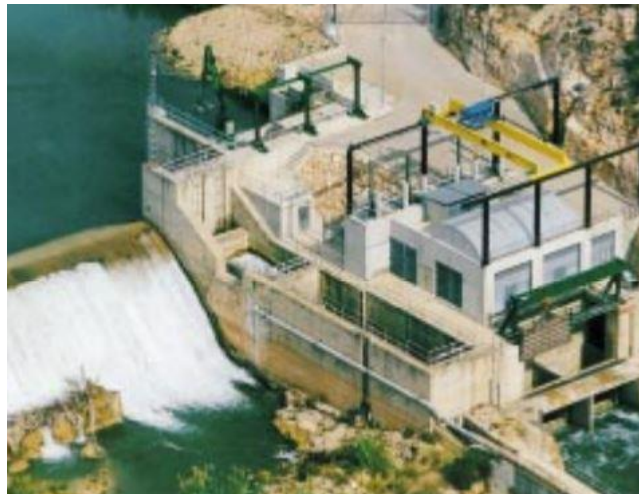


Figura 2.8: Vista aérea de la central de Antella-Escalona. [3]

La generación de la energía se produce a 6 kV, y posteriormente se eleva a 20 kV con un transformador. La central se conecta mediante una línea subterránea de unos 50 metros al centro de transformación.

La producción anual estimada de la central es de 20000 MWh.

3. MÁQUINAS HIDRÁULICAS

Las máquinas hidráulicas se definen como elementos cuya función es la transformación de energía mediante el uso de fluidos. Dicha transformación de energía, puede usar el fluido como suministrador de energía, o receptor de energía. En el caso de las turbinas, por ejemplo, el fluido suministra energía en estas haciendo que giren y generando energía, trabajando aquí dicho fluido como suministrador de energía. Un ejemplo de fluido como receptor de energía es el caso de las bombas, que hacen que la presión del fluido sea mayor a la salida de esta, a causa de la energía que esta le ha aplicado.

Si consideramos la densidad de este fluido constante en su paso a través de la máquina hidráulica, nos encontramos con máquinas como las turbinas hidráulicas y las bombas ya mencionadas. Tendremos que tener en cuenta también en este caso que el fluido será de carácter uniforme e incompresible, y la temperatura se mantendrá constante.

Por otro lado, si la densidad es considerada variable, estaríamos ante otro tipo de máquinas denominadas máquinas térmicas, que es el caso de las turbinas de vapor por ejemplo.

3.1. MÁQUINAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

Este tipo de máquina hidráulica también es conocida como máquina volumétrica. Como su nombre indica, se basa en el principio de desplazamiento positivo, donde el elemento transmisor de la energía puede tener movimiento de tipo rotativo o alternativo. La variación de volumen existente, genera una presión que es la que provocará el intercambio energético entre el elemento de la máquina y el fluido en cuestión.



Figura 3.1: Bomba de dosificación de embolo. Fuente: prominent.es

Dentro de las maquinas hidráulicas de desplazamiento positivo, nos encontramos maquinas como los cilindros neumáticos, pistones de paletas, o bombas de embolo entre otras.

3.2. TURBOMÁQUINAS

Las turbomáquinas, son máquinas por las cuales circula un fluido que realiza un intercambio de energía con un elemento de la máquina, debido al movimiento de este flujo, produciéndose una variación de la cantidad de movimiento cuando el fluido entra en contacto con dicho elemento. Este elemento de las turbomáquinas, acostumbran a ser los álabes de las turbinas, colocados sobre una pieza normalmente cilíndrica, que hace de cuerpo de dichas turbinas, denominado rodete.

Las turbomáquinas rigen su funcionamiento bajo los principios de la ecuación de Euler. Dicha ecuación analizaremos partiendo de una serie de hipótesis iniciales que establecerán un flujo ideal, en régimen permanente, y unidimensional, en el que se supondrá un número infinito de álabes acoplados al rodete. En dichos álabes, las partículas tendrán un movimiento el cual, en cualquier punto de contacto entre partícula y álabe, existirán tres vectores de velocidad, siendo estas velocidades, la velocidad lineal del rodete, la velocidad absoluta del fluido, y la velocidad relativa entre estas dos.

Cuando el flujo entra en contacto con los álabes, se produce el intercambio de energía. Dependiendo de cómo se produzca dicho contacto podemos clasificar las turbomaquinas:

- Turbomáquinas motoras:

Son las turbinas que acabamos de mencionar. Su principio de funcionamiento se basa en la absorción de energía por parte de los álabes, cuando el flujo entra en contacto con ellas, produciendo el movimiento del rodete de la turbina de tipo rotacional.

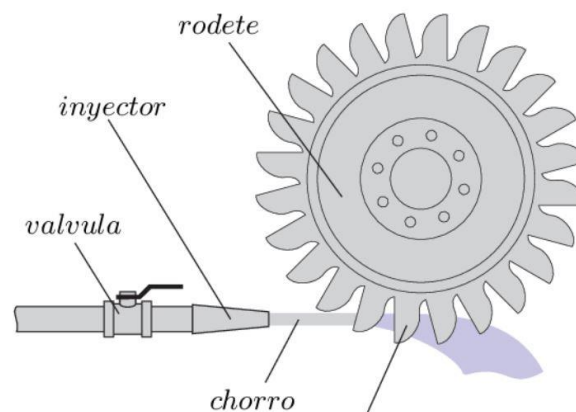


Figura 3.2: Esquema de una turbina tipo Pelton.

- Turbomáquinas generadoras:

En este caso, son las mismas aspas de las máquinas, las que, impulsadas por algún tipo de motor externo, giran y hacen que el fluido del que están rodeadas absorba dicha energía y se genere un flujo. Si el fluido es un gas, las turbomáquinas serán denominadas ventiladores, y en caso de que sea de tipo líquido, estaremos ante las bombas hidráulicas.

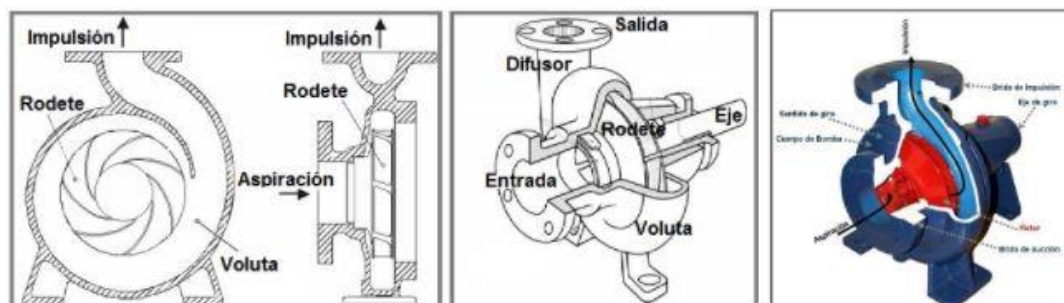


Figura 3.3: Esquema de una bomba hidráulica. Fuente:
<https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn206.html>

Existe una característica, denominada reversibilidad, que es la que poseen aquellas turbomáquinas que pueden trabajar tanto en régimen de generador como en régimen de motor.

3.3. TEORÍA DE TURBOMÁQUINAS

A continuación se estudiarán los conceptos teóricos de la mecánica de fluidos que nos va a resultar de vital importancia en el desarrollo de este proyecto.

3.3.1. Triángulo de velocidades

Comenzaremos este apartado, introduciendo las notaciones necesarias para el análisis de turbomáquinas que vamos a usar a partir de ahora.

La siguiente figura representa cómo se comporta el fluido cinemáticamente, y los ángulos significativos, en una bomba. El estudio sería similar al de una turbina, en cuanto al triángulo de velocidades se refiere.

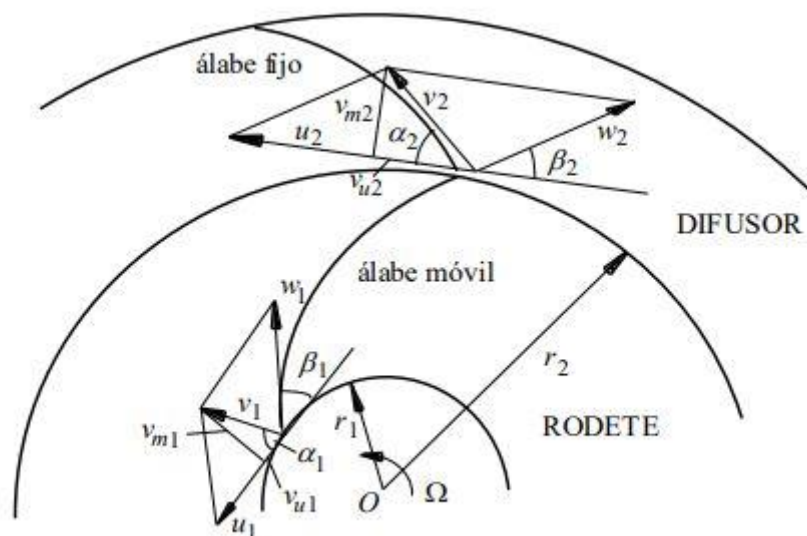


Figura 3.4: Componentes de la velocidad y ángulos significativos en una bomba hidráulica.

La Figura 3.4 nos ayuda a ver gráficamente las diferentes velocidades y ángulos entre estas. Los subíndices de los parámetros simbolizan el borde de entrada (1) y salida (2) de los álabes. La nomenclatura de estas es internacional, y es la siguiente:

\vec{c} = Velocidad absoluta del flujo

\vec{u} = Velocidad tangencial del rodete

\vec{w} = Velocidad relativa del flujo respecto el rodete

β = Angulo entre las velocidades \vec{u} y \vec{w}

α = Angulo entre las velocidades \vec{c} y \vec{w}

3.3.2. Ecuación fundamental de las turbomáquinas

También denominada ecuación de Euler, es fundamental para el estudio y diseño de turbinas hidráulicas. Dicha ecuación expresa la energía por unidad de masa intercambiada en el rodete. Existen dos formas de la ecuación de Euler:

- Primera forma de la ecuación de Euler:

Para el estudio de esta, vamos a trabajar con el teorema de la cantidad de movimiento para un hilo de corriente, donde, al tratarse de turbinas hidráulicas, suponemos que el valor de la densidad permanece constante en todo momento.

La ecuación del dicho teorema sobre la que nos basaremos tiene la siguiente forma:

$$d\vec{F} = dQ \cdot \rho \cdot (\vec{c}_1 - \vec{c}_2)$$

A continuación tomamos momentos en la entrada y salida del rodete, respecto al eje del este, resultando el momento de las fuerzas que ejerce el exterior de la siguiente manera:

$$dM = dQ \cdot \rho \cdot (c_1 \cdot r_1 \cdot \cos(\alpha_1) - c_2 \cdot r_2 \cdot \cos(\alpha_2))$$

Vamos a hacer uso de la teoría unidimensional, por la cual tomaremos la suposición de que todas las partículas que llegan al rodete poseen el mismo valor de la velocidad. Lo mismo pasará con las partículas del flujo cuando abandonan el rodete, supondremos que tienen todas la misma velocidad. Estas suposiciones se realizan para trabajar con un número de álabes finito, ya que al poseer el fluido la misma velocidad de entrada para todas sus partículas entrantes, y lo mismo para las salientes, es como si los hilos de corriente se desviasen todos lo mismo.

Haciendo las siguientes simplificaciones, e introduciendo esta hipótesis en nuestra ecuación, resultará:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos(\alpha_1)$$

$$c_{2u} = c_2 \cdot \cos(\alpha_2)$$

$$M = Q \cdot \rho \cdot (c_{1u} \cdot r_1 - c_{2u} \cdot r_2)$$

Para llegar a la primera forma de la ecuación de Euler, a continuación deberemos calcular la potencia que el fluido le ha transmitido al rodete, lo que se consigue multiplicando por la velocidad angular del rodete nuestra ecuación de momentos.

$$P = M \cdot \omega = \omega \cdot Q \cdot \rho \cdot (c_{1u} \cdot r_1 - c_{2u} \cdot r_2)$$

Recordando que la potencia del rotor también viene dada por la siguiente expresión:

$$P = Q \cdot \rho \cdot g \cdot H$$

Sustituimos y simplificamos:

$$Q \cdot \rho \cdot g \cdot H = \omega \cdot Q \cdot \rho \cdot (c_{1u} \cdot r_1 - c_{2u} \cdot r_2)$$

$$H = \omega \cdot \frac{(c_{1u} \cdot r_1 - c_{2u} \cdot r_2)}{g}$$

Finalmente, sabiendo que $u = \omega \cdot r$, sustituimos en la ecuación, llegando finalmente a la primera forma de la ecuación de Euler para turbomáquinas:

$$H = \frac{c_{1u} \cdot u_1 - c_{2u} \cdot u_2}{g}$$

Estudiando la expresión resultante, podemos ver que no hay una relación de dependencia entre la altura H y el fluido. Cabe destacar que este desarrollo es válido para el caso de una turbina hidráulica, si quisiéramos extrapolarlo al caso de bombas hidráulicas bastaría con multiplicar por "-1" dicha ecuación.

- Segunda forma de la ecuación de Euler:

Si existiese un descenso en la precisión del uso del triángulo de velocidades, a causa de algún error de diseño o unas condiciones de trabajo extrañas, podemos hacer uso del teorema del coseno, ya que dicha igualdad geométrica se cumple siempre.

Recordando que el teorema del coseno tiene la siguiente forma:

$$w^2 = u^2 + c^2 - 2 \cdot u \cdot c \cdot \cos(\alpha)$$

Hacemos la siguiente transformación, para posteriormente sustituir en la ecuación de la primera forma de la ecuación de Euler:

$$u \cdot c \cdot \cos(\alpha) = \frac{w^2 + u^2 + c^2}{2}$$

Resultando finalmente, tras sustituir la transformación anterior, la segunda forma de la ecuación de Euler para turbomáquinas:

$$H = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2 \cdot g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2 \cdot g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2 \cdot g}$$

Esta ecuación sería válida solamente para las turbinas. Si que vamos a referenciarla para las bombas hidráulicas, será tan sencillo como cambiar el signo en uno de los lados:

$$H = -\frac{u_1^2 - u_2^2}{2 \cdot g} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2 \cdot g} - \frac{c_1^2 - c_2^2}{2 \cdot g}$$

3.3.3. Teoría de persianas de álabes

Tomaremos como consideración inicial, una sección en el rodete, de tal forma que, en dicho plano de sección se encuentren las componentes de las velocidades relativas del flujo y las secciones de los álabes. Dicha representación, se ve en la Figura 3.5 y es la denominada persiana de álabes.

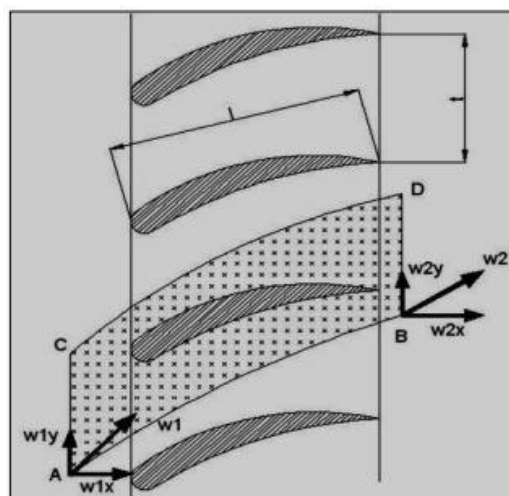


Figura 3.5: Persianas de álabes. [13]

Siguiendo la nomenclatura de Figura 3.5, observamos que AB y CD simbolizan las líneas de corriente, y nos fijamos en que dichas líneas cumplen una separación igual $AC = BD$. Con lo estudiado hasta ahora, los planos AB y CD no serán atravesados por el caudal, centrándose dicho flujo únicamente en los planos AC y BD, por los cuales pasará todo el caudal, y será el mismo para ambos planos. Se tiene entonces, que las componentes en la dirección x (tomando como referencia la Figura 3.5) de la velocidad relativa, son iguales en la entrada y la salida del álabe.

Habría que definir una ecuación que acumule todas las intensidades de los vórtices de la parte inferior a la curva del álabe, para posteriormente poder obtener la información de la solidez de dicha persiana, y el número de álabes en el rodete.

Todos estos conceptos serán desarrollados en el Anexo de este proyecto.

4. TURBINAS HIDRÁULICAS

Realizaremos una introducción de los principales conceptos relacionados con las turbinas, cuál es su arquitectura, su clasificación, y más parámetros de interés.

En el apartado anterior referido a las turbomáquinas ya se ha comentado brevemente la existencia de las turbinas hidráulicas y su clasificación dentro de las máquinas hidráulicas. Estas trabajan absorbiendo la energía del flujo que las atraviesa, generando un movimiento de rotación en la turbina que acaba derivando en la generación de energía eléctrica. Nosotros nos vamos a enfocar en el estudio de las turbinas aplicadas a centrales hidroeléctricas.

4.1. CLASIFICACIÓN DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS

Hay diversas maneras de clasificar las turbinas hidráulicas dependiendo del tipo de característica que se quiera diferenciar. Vamos a introducir brevemente algunas de estas clasificaciones, y posteriormente vamos a dedicarle un apartado a la clasificación de las turbinas hidráulicas en función de su grado de reacción.

- Clasificación según la dirección del flujo:

Esta clasificación atiende a la dirección del flujo en relación con el eje del rodete. Si el flujo discurre de forma paralela al eje de la turbina, estaremos ante una turbina axial, como es el caso de nuestro proyecto.

Si el flujo toma una dirección perpendicular al eje de la turbina, se denomina turbina radial.

También puede que el flujo se desplace de forma tangencial al eje de la turbina, esto ocurre en un plano tangencial, que suele afectar solo a los álabes, en este caso, llamados cucharas, como es el caso de las turbinas Pelton.

Si el flujo no es puramente de una sola dirección, siendo este un conjunto de las anteriores, las turbomáquinas se consideran mixtas.

- Clasificación según la colocación del eje de la turbina:

En este caso, las turbinas pueden colocarse con el eje verticalmente u horizontalmente dependiendo del tipo de turbina y características del flujo, como pueden ser su caudal, o la altura del salto.

4.1.1. Clasificación en función del grado de reacción

Inicialmente definiremos el concepto de grado de reacción, el cual consiste en la relación que existe entre la altura de presión que absorbe el rodete, y la altura absorbida total. Existen dos clasificaciones atendiendo a esta definición:

- Turbinas de reacción:

El grado de reacción en estas turbinas es distinto de cero. En estas turbinas, el flujo se dispersa equitativamente por todo el rodete con ayuda del distribuidor, por lo que son turbinas de admisión total. A la entrada del rodete, el flujo posee una presión manométrica positiva, mayor que la presión atmosférica, que se va perdiendo según avanza a través del rodete. En algunos casos se pueden llegar a alcanzar una presión manométrica negativa, en el caso de la existencia del tubo de aspiración. Al final del tubo de aspiración, el flujo adquiere el valor de la presión atmosférica nuevamente.

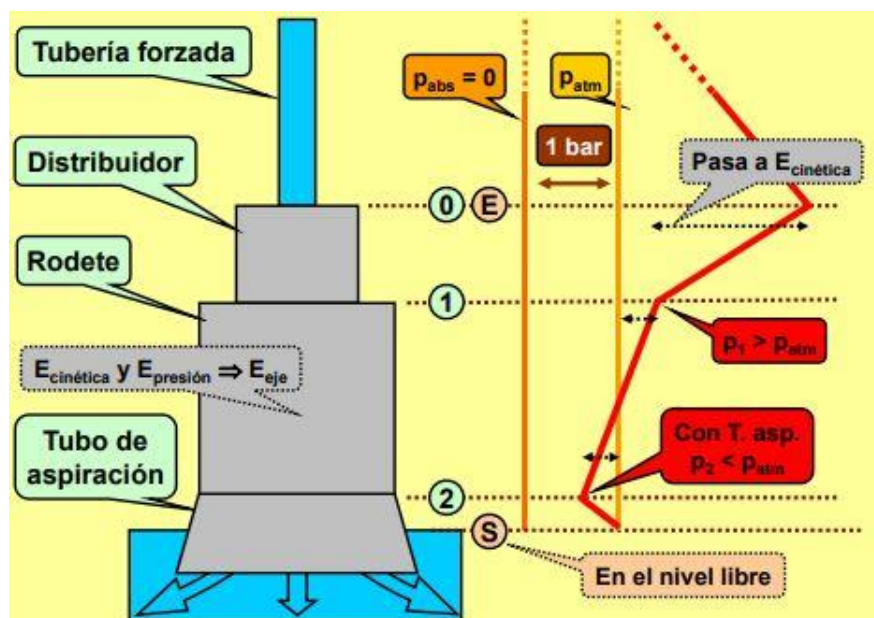


Figura 4.1: Variación de las presiones a lo largo de una turbina de reacción. [16]

- Turbinas de acción:

En este caso, el grado de reacción es nulo, y al contrario que las anteriores, estas turbinas son de admisión parcial del flujo. Esto se debe a que el flujo solo afecta a una parte de la turbina. El intercambio de energía, en este caso, pasa de ser energía de presión, a transformarse en energía cinética en el inyector. Por tanto, como el flujo no afecta a todo el rodete, la presión en esta región será la atmosférica, no necesitándose un tubo de aspiración en el tramo final de la parte constructiva de la turbina.

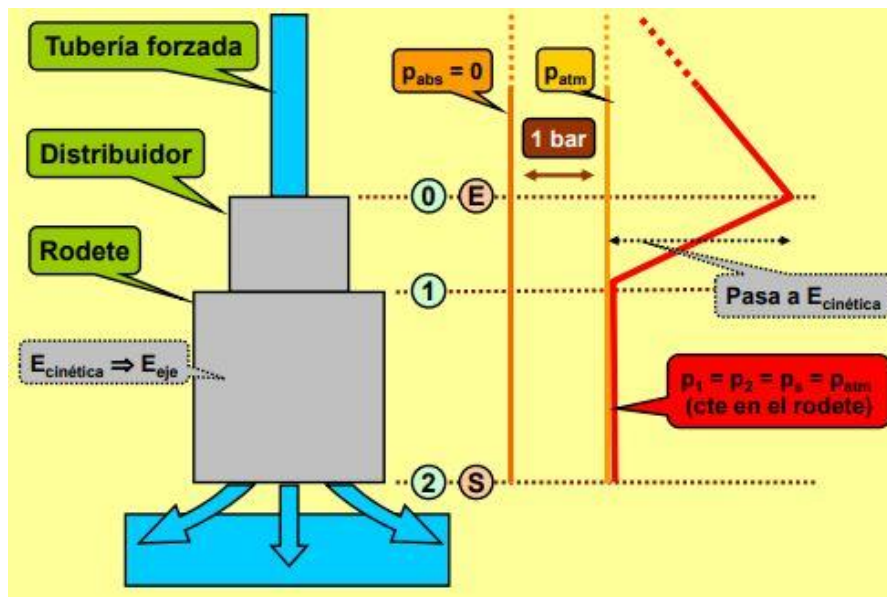


Figura 4.2: Variación de las presiones a lo largo de una turbina de acción. [16]

4.2. COMPONENTES DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS

Existe una variedad importante de turbinas, de diferentes tamaños, y con especificaciones diversas, por lo que los componentes que a continuación se exponen, no son extrapolables a todas las turbinas existentes.

- Rodete:

Es el componente fundamental de las turbinas, y en general, de las turbomáquinas. Es el órgano en el que se produce el intercambio de energía, a través de los álabes en las turbinas de reacción, y en las cucharas de las turbinas de acción. Se encuentra en el eje de la maquina hidráulica, facilitando la transmisión de energía entre el rodete y el generador. Se caracteriza por su forma cilíndrica, y su capacidad de rotación que

permite dicho intercambio de energía. Los demás parámetros de su geometría se ven estrechamente ligados a la tipología de la turbina, y a parámetros de trabajo como puede ser la velocidad específica.

En el caso de las turbinas axiales de tipo Kaplan como la que se estudiará en este proyecto, la parte inferior del rodete, posee una extensión denominada cubierta cónica, donde el estudio de su geometría es importante para optimizar la forma en la que el flujo abandona el rodete.

- Distribuidor:

Otro de los elementos importantes de las turbinas, aunque no es indispensable, cuyo propósito es el de distribuir el flujo de manera equitativa a la entrada del rodete. Esto es posible debido a las paletas de las que está compuesto el distribuidor, las cuales pueden ser móviles o fijas.

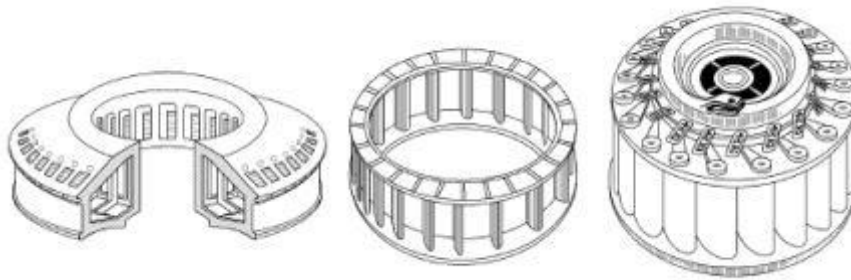


Figura 4.3: Esquema de los diferentes elementos que forman el distribuidor de una turbina de reacción. [13]

El distribuidor Fink, es el característico de las turbinas Kaplan. En este tipo de distribuidor, las paletas son regulables, lo que facilita la regulación de caudales variables en el tiempo. En el caso de las turbinas de acción, el distribuidor se denomina inyector.

- Carcasa o cámara espiral:

Es el elemento posterior al distribuidor, en el cual el fluido adquiere la misma velocidad en toda la parte periférica de la carcasa. La sección de la cámara espiral puede tener diferentes geometrías, siendo las más comunes la sección circular, y la sección rectangular. En cuanto a los materiales de su composición, para velocidades

específicas de valor elevado, suelen construirse a base de hormigón, y para velocidades reducidas, lo más común es su construcción con elementos metálicos.



Figura 4.4: Cámara espiral, o carcasa de una turbina Francis. [13]

- Tubo de aspiración:

Aplicado en turbinas de reacción. A nivel constructivo, se encuentra en la parte más inferior de la estructura de la turbina. Por él, el fluido ya turbinado se desagua, pudiendo devolver este al caudal del río nuevamente. Es importante una buena construcción y colocación del tubo de aspiración, ya que de este depende la recuperación de la altura estática de aspiración. A la salida de la cubierta cónica del rodete, se crea una depresión por el efecto difusor, siendo este el origen de su nombre de tubo de aspiración.

- Canal de llegada:

Es el conducto por el cual llega el fluido a la turbina, estando conectado con la carcasa a través de una válvula de cierre. Se construirá de tal manera que se produzcan las mínimas pérdidas posibles.

4.3. TIPOS DE TURBINAS HIDRÁULICAS

Hay tres grupos de turbinas que predominan sobre el resto. Estas son las turbinas Francis, Pelton y Kaplan. El criterio que se usa para la selección de unas u otras, reside en los parámetros de trabajo en los que se va a construir la central hidroeléctrica en cuestión. Los principales parámetros que determinan qué turbina

será la más adecuada para una central, son la altura del salto que se va a turbinar, y el caudal de agua. Con dichos datos se pueden calcular otros datos de interés, como el diámetro del rodete, o la potencia teórica, que también serán determinantes para la selección del tipo turbomáquina.

A continuación se hace una breve introducción de las turbinas Francis y Pelton, dedicándole un estudio más detallado a la turbina Kaplan, objeto de este proyecto.

4.3.1. Turbina Francis

Como se ha comentado, cada tipo de turbina tiene unas características que la definen. En el caso de las turbinas de tipo Francis, son las más óptimas cuando se trabaja con saltos medios, de entre 15 y 400 metros, y su potencia en el eje puede superar los 700 MW. Por esto, este tipo de turbina se adapta muy bien a todo tipo de características, contando con un rango de uso muy elevado. Se colocan con el eje verticalmente.

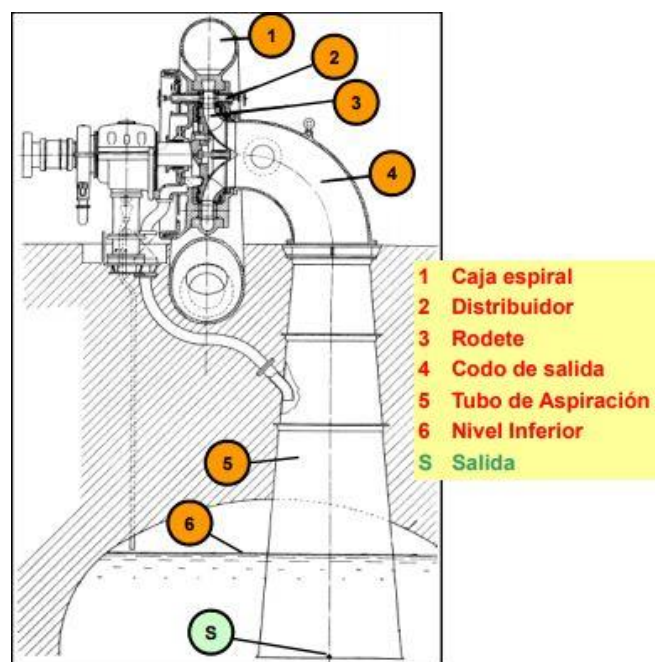


Figura 4.5: Esquema de la sección de una turbina Francis y sus componentes. [16]

Son turbinas de reacción, y mixtas, ya que el flujo llega de forma radial a la entrada de la turbina, evolucionando según va avanzando por la turbomáquina en un flujo de tipo axial. Cuentan con distribuidores de palas móviles, que transforman parte de la energía de presión que trae el flujo en energía cinética previo paso por el rodete.

El rendimiento de este tipo de turbinas supera el 90% en sus condiciones más óptimas de trabajo, permitiendo variaciones del caudal del flujo, y del salto, para alcanzar los mejores rendimientos.

4.3.2. Turbina Pelton

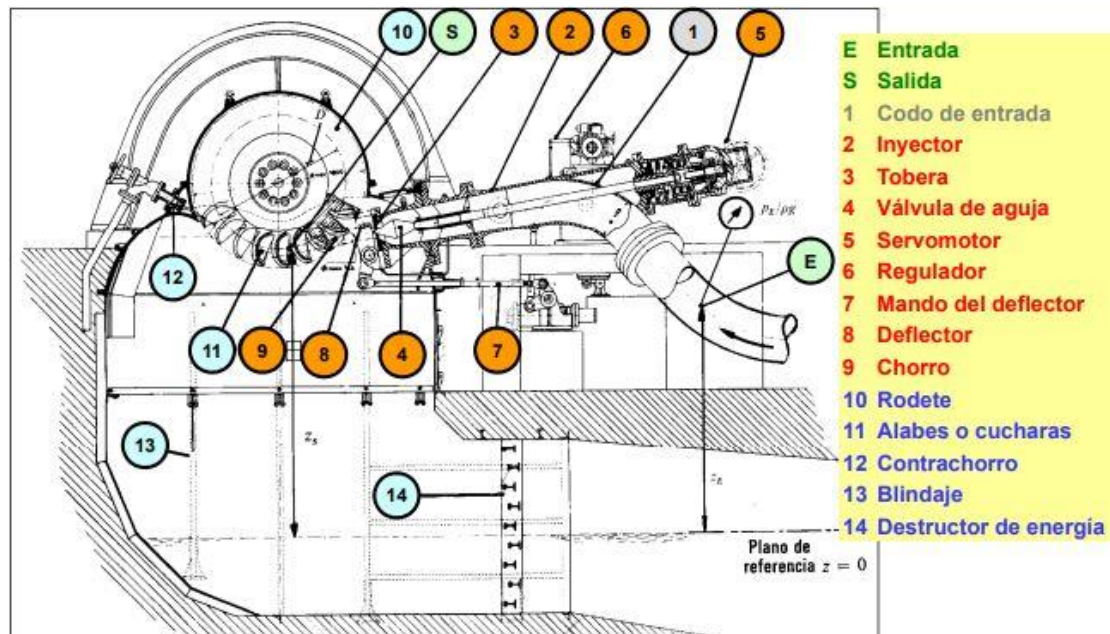


Figura 4.6: Esquema de la sección de una turbina Pelton y sus componentes. [16]

4.4. TURBINA KAPLAN

Se le va a dedicar más detenimiento al estudio de las turbinas Kaplan, por basarse nuestro proyecto en una.

Las turbinas Kaplan, son una variante de un tipo de turbina llamadas turbinas hélice, con la particularidad de que es posible la regulación de sus álabes. Normalmente se construyen con el eje vertical, y son turbomaquinas axiales y de reacción. Se construyen normalmente de materiales como el acero inoxidable.

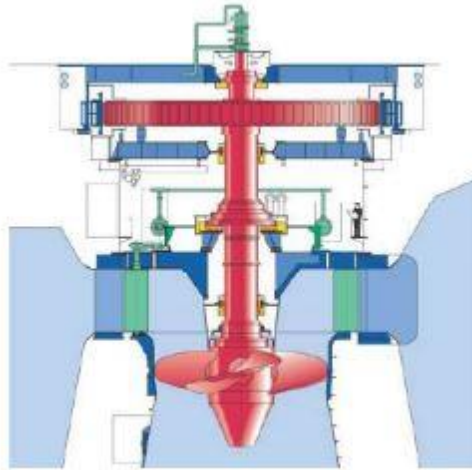


Figura 4.7: Instalación de una turbina Kaplan de eje vertical. [5]

Estas turbinas son las que trabajan con los caudales más grandes, y por tanto los saltos son más pequeños, encontrándose entre el metro y los 50 metros. La potencia en el eje puede superar los 250 MW.

Adicionalmente, el distribuidor de estas turbinas, también posee paletas regulables. Con este sistema de doble regulación (álabes y palas), se consiguen unos valores muy elevados de rendimiento, que superan el 90% para una variedad de condiciones de trabajo. Esto se debe, a que para fluctuaciones del caudal, se procederá a calcular la regulación más adecuada para que las palas distribuyan el flujo de forma óptima, y los álabes se situarán de tal forma que el ángulo de incidencia de dicho flujo procedente del distribuidor sea el que propicie los valores de rendimiento más elevados.

Por las propiedades que se han tratado, es fácil relacionar este tipo de turbinas con centrales hidroeléctricas de tipo fluyente, donde el salto es reducido pero constante, y los caudales muy variables.

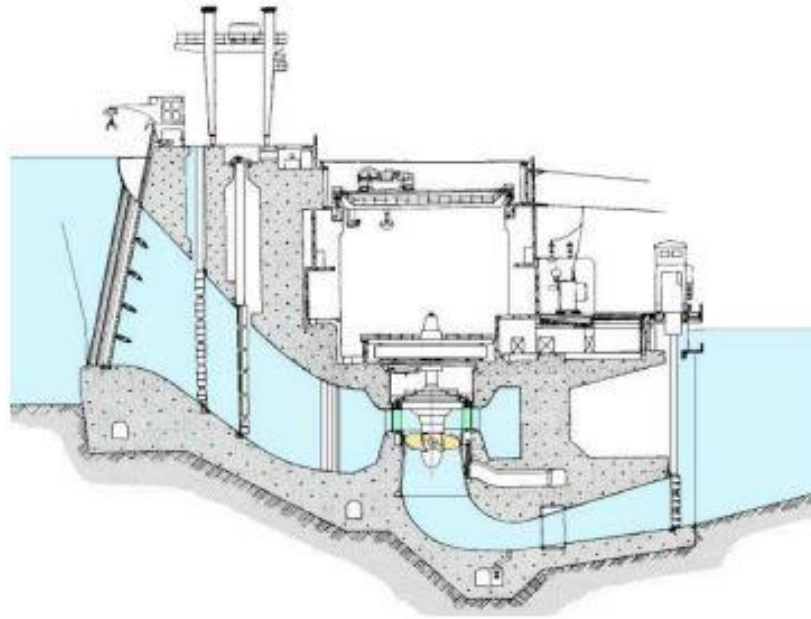


Figura 4.8: Colocación de una turbina Kaplan en una central hidroeléctrica. [5]

4.4.1. Regulación

Si hay una característica que define a las turbinas Kaplan y las diferencia claramente del resto, es la posibilidad de poder regular sus álabes, que se hará de forma simultánea para todos ellos. Adicionalmente, en el caso de las turbinas Kaplan, también es posible la regulación de las palas que forman el distribuidor. Ambos mecanismos de regulación son independientes entre sí, y al conjunto se le denomina sistema de doble regulación.

Dependiendo del caudal de trabajo de cada central hidroeléctrica, se trabajará con una o varias turbinas. Como se ha comentado en este proyecto, la central en la que nos hemos basado, tiene un caudal notable, por lo que opera con dos turbinas Kaplan. Como son diferentes, cada una llevará una regulación adaptada a sus condiciones de caudal y carga.

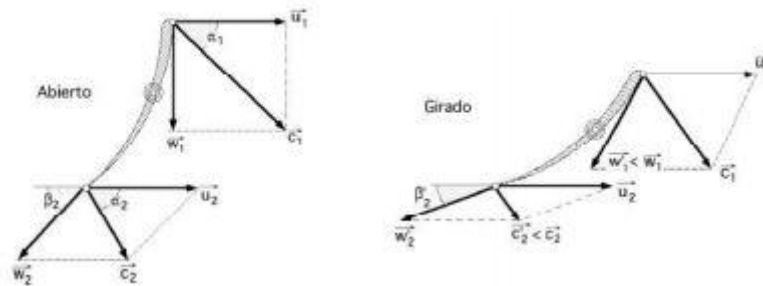


Figura 4.9: Regulación de los álabes para conseguir el mejor rendimiento adaptándose a las variaciones del sistema. [5]

La regulación es necesaria para alcanzar niveles de rendimiento lo más elevado posible, optimizando con la doble regulación parámetros, como el ángulo de incidencia del flujo con las superficies de los álabes. La doble regulación también ayuda a alcanzar una frecuencia constante de funcionamiento en la turbina.

4.5. ALTURAS CARACTERISTICAS

Para el estudio de estas alturas, vamos a basarnos en la ecuación de Bernoulli, aplicada a las secciones de entrada y salida de una turbina, y adicionalmente se van a despreciar las pérdidas:

$$z_1 + \frac{c_1^2}{2 \cdot g} + \frac{p_1}{\rho \cdot g} - H = z_2 + \frac{c_2^2}{2 \cdot g} + \frac{p_2}{\rho \cdot g}$$

$$H = z_2 - z_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot g} + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g}$$

Llegando así a la ecuación de la primera de las alturas características de las turbinas, la altura neta (H).

La altura neta se puede igualar a la segunda forma de la ecuación de Euler vista en apartados anteriores, y si despreciamos las pérdidas internas:

$$\frac{u_1^2 - u_2^2}{2 \cdot g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2 \cdot g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2 \cdot g} = z_2 - z_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot g} + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g}$$

Definimos la altura de presión haciendo la siguiente igualdad entre expresiones:

$$H_p = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2 \cdot g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2 \cdot g} = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g}$$

Definiendo posteriormente la altura dinámica del rodete:

$$H_d = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot g}$$

4.6. POTENCIAS EN LA TURBINA

4.6.1. Potencia útil

La potencia útil, es la que se transfiere al eje por parte del intercambio de energía en el rodete. Se puede calcular mediante el producto del momento mecánico del eje y la velocidad angular del rodete.

$$P_u = M \cdot \omega$$

4.6.2. Potencia teórica

También nos referiremos a ella como potencia neta. Es la potencia que absorbe el rodete a través del intercambio de energía que se produce entre el flujo y los álabes. La potencia teórica dependerá directamente del caudal y de la altura neta de cada turbina.

$$P_t = \rho \cdot Q \cdot H \cdot g$$

4.6.3. Potencia interna

La potencia interna se considera como la suma de las pérdidas mecánicas más la potencia útil. No es más que una consideración en la que no se tienen en cuenta pérdidas de tipo mecánico internamente.

$$P_{\text{interna}} = P_m + P_u$$

4.7. PÉRDIDAS EN LA TURBINA

4.7.1. Pérdidas volumétricas

Las pérdidas volumétricas, o intersticiales, son debidas a la pérdida de caudal a lo largo de su recorrido por la turbina debido a las fugas existentes. Se consideran pérdidas interiores.

En la realidad, el caudal que abandona el rodete siempre es menor que el que entra a la turbomáquina, deduciendo por tanto, que hay parte del caudal inicial que no ha sido turbinado, que a su vez es energía que no se ha llegado a aprovechar.

Podemos definir entonces el rendimiento volumétrico asociado a estas pérdidas con la siguiente expresión:

$$\eta_Q = \frac{Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{fugas}}}{Q_{\text{entrada}}}$$

4.7.2. Pérdidas hidráulicas

Son las pérdidas más relevantes en el ámbito de las turbinas, y en general, en lo que se refiere a las máquinas hidráulicas. Estas pérdidas se pueden deber a una gran variedad de factores, pero los más relevantes son:

- Pérdidas de choque:

Debidas a las turbulencias que aparecen en las turbinas, donde se disipa la energía, que no podrá ser aprovechada. En el caso especial de las turbinas Kaplan, estas pérdidas se pueden reducir, ya que los álabes de estas turbinas son regulables, y se pueden ajustar a la inclinación más óptima para las pérdidas mínimas.

- Pérdidas por rozamiento:

Estas pérdidas se producen en las superficies, ya que estas no son completamente lisas, poseyendo cierta rugosidad.

También son consideradas pérdidas por rozamiento las debidas a las variaciones que sufre la velocidad del flujo a través de las diferentes secciones de la turbina. Son denominadas pérdidas por rozamiento de forma, y también son consideradas al igual que las pérdidas volumétricas, como pérdidas internas.

El rendimiento hidráulico se podrá expresar de la siguiente forma:

$$\eta_h = \frac{H_{\text{util}}}{H_{\text{neta}}}$$

Sabiendo que:

$$H_{\text{util}} = \frac{u_1 \cdot c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u}}{g}$$

4.7.3. Pérdidas mecánicas

Estas se consideran pérdidas externas. Se producen en todas las regiones donde existen interconexiones mecánicas entre distintos elementos, por lo tanto, dichas pérdidas se encuentran en todas las turbomáquinas.

El rendimiento mecánico tiene la expresión:

$$\eta_m = \frac{P_{eje}}{P_{absorvida}}$$

Una vez se han introducido los conceptos de las pérdidas presentes en las turbinas, y los rendimientos, podemos definir el concepto de rendimiento interno:

$$\eta_i = \eta_h \cdot \eta_Q$$

Siendo por tanto, el rendimiento externo, el mismo que el rendimiento mecánico. El rendimiento total será:

$$\eta_T = \eta_i \cdot \eta_e = \eta_h \cdot \eta_Q \cdot \eta_e$$

5. DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL

La Dinámica de Fluidos Computacional, o como nos referiremos también a ella por sus siglas en inglés, CFD (Computational Fluid Dynamics), será uno de los ejes centrales de este proyecto, por lo que haremos una introducción a este concepto y sus diferentes componentes, donde explicaremos los fundamentos de esta teoría.

Nosotros vamos a estudiar el flujo que circula a través de nuestra turbina Kaplan, y para ello vamos a usar un software especializado llamado ANSYS. Este nos servirá tanto para definir la geometría, su mallado, o los resultados finales entre otros, pero vamos a prestar especial atención a la herramienta Ansys Fluent, herramienta que utiliza la dinámica de fluidos computacional como base teórica de funcionamiento.

5.1. DEFINICIÓN Y FUNCIONAMIENTO DE CFD

Como ya se ha introducido anteriormente, nos referiremos a la Dinámica de Fluidos Computacional como CFD en ocasiones, siendo las siglas de Computational Fluid Dynamics. Consiste en una serie de métodos numérico para la resolución analítica de algoritmos relacionados con la hidráulica, para el estudio del flujo de fluidos, como puede ser su movimiento, fenómenos turbulentos, erosivos como la cavitación o estudios de transferencia de calor entre otros. En el ámbito de la mecánica de fluidos, el CFD tiene gran aplicación en el estudio de las turbomáquinas, que es en el aspecto que nos vamos a desenvolver nosotros.

Este método esta en actual auge, y se usa en otros ámbitos tales como ingeniería biomédica (relacionado con el flujo de sangre), procesos químicos, o estudios relacionados con aerodinámica e hidrodinámica de vehículos.

Sintetizando, el CFD se basa en la resolución de sistemas, discretizando las variables que vayamos a usar, con lo que conseguimos limitar el campo de trabajo a un número finito de nodos, que así se llamarán los puntos discretizados.

También se discretizarán las ecuaciones de movimiento, convirtiéndose las derivadas en aproximaciones algebraicas entre puntos contiguos, del tipo:

$$\frac{df}{dx} = \frac{f_2 - f_1}{x_2 - x_1}$$

Además, también se procede a la discretización de las ecuaciones algebraicas que aparezca, las cuales se resolverán con las variables discretizadas anteriormente.

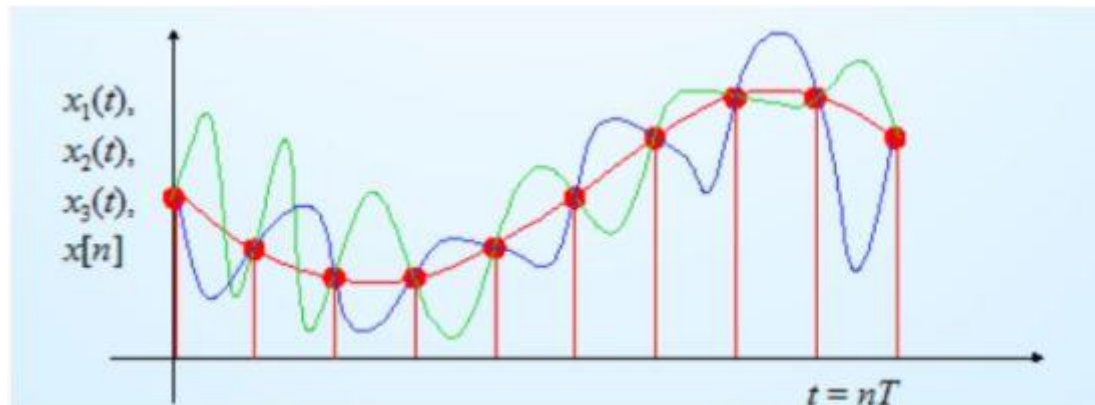


Figura 5.1: Discretización de una función.

Las ecuaciones de flujo del fluido se sustentan en las bases físicas de los principios de la conservación de la masa, la energía, y la cantidad de movimiento. Los principios de conservación, los podemos expresar matemáticamente mediante ecuaciones integrales o diferenciales:

Para las regiones discontinuas, tendremos en cuenta que las ecuaciones de flujo se pueden expresar de forma de ecuación diferencial, teniendo información en un punto concreto, donde antes teníamos un volumen de control completo. La resolución matemática consiste en la división del volumen de control en diminutas partes consideradas infinitesimales.

5.1.1. Métodos principales de discretización

- Método de las diferencias finitas:

Es necesaria una malla con buena estructuración para el uso de este método. Se fundamenta en la discretización mediante funciones de Taylor. Las derivadas que aparezcan se transformarán en diferencias finitas de las variables entre los nodos.

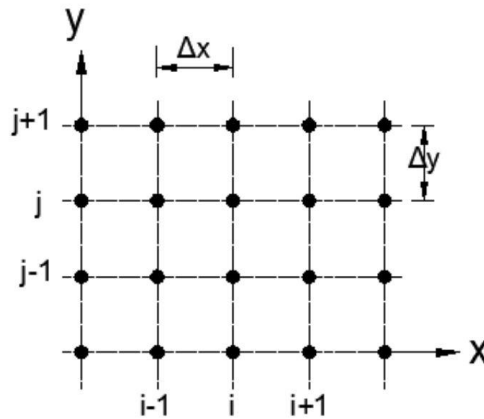


Figura 5.2: Ejemplo de la estructura de la malla en diferencias finitas.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{u_{i+1,j} - u_{i-1,j}}{2\Delta x} + \frac{v_{i,j+1} - v_{i,j-1}}{2\Delta y} = 0$$

- Método de los elementos finitos:

En este caso, se usaran funciones simples a trozos, como las lineares o las cuadráticas, para describir las variaciones locales de nuestras incógnitas. Esto se debe a que la solución de este método viene dada como una suma de las funciones de forma.

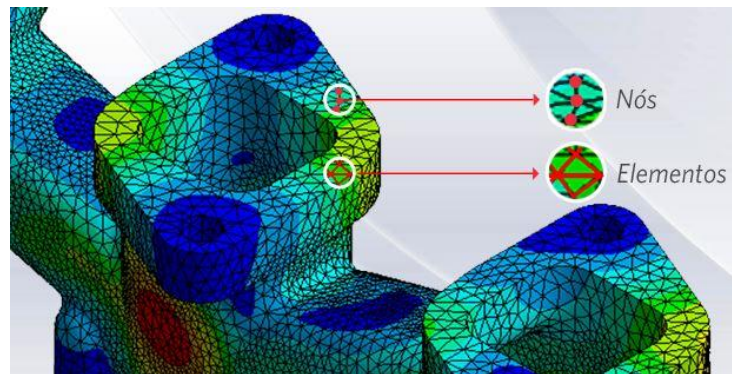


Figura 5.3: Componentes del método de elementos finitos. [9]

$$v(x) = \sum v_a \cdot S_a(x)$$

- Método de los volúmenes finitos:

En este método, la discretización se realiza sobre las ecuaciones integrales. Se aplicará la conservación en cada pequeño volumen de control.

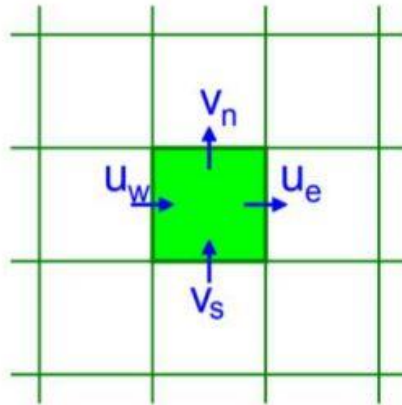


Figura 5.4: Estructura en el método de volúmenes finitos.

$$\text{Flujo Másico Neto a la salida} = (\rho \cdot u \cdot A)_e - (\rho \cdot u \cdot A)_w + (\rho \cdot v \cdot A)_n - (\rho \cdot v \cdot A)_s = 0$$

En nuestro proyecto, nosotros nos vamos a basar en el método de los elementos finitos, ya que es muy flexible en cuanto a la geometría y el tipo de fluidos a tratar, lo que es de gran importancia en lo que a la mecánica de fluidos se refiere.

El procedimiento para el uso de este método consiste inicialmente en la definición de una geometría, para posteriormente descomponer la región del fluido en pequeñas celdas o volúmenes de control. El conjunto de estas pequeñas celdas es denominado malla. Una vez realizado este paso, las ecuaciones de los volúmenes de control se discretizan, lo que consiste en aproximar los valores en los nodos, para crear un conjunto de ecuaciones algebraicas. Una vez llegados a este punto, solo queda resolver numéricamente las ecuaciones discretizadas en el paso anterior.

5.1.2. CFD en Ansys

Dentro de Ansys, se engloban una serie de softwares específicos para distintas metas que iremos utilizando. Entre ellos se encuentra ANSYS Fluent, un programa específico de CFD, con el cual realizaremos la simulación de nuestra turbina. Dicha herramienta posee modelos físicos y propiedades que nos permitirán modelar con las características que precisemos, los flujos, turbulencias y demás condiciones que necesitemos.

La estructura de trabajo en el software ANSYS Fluent sigue la siguiente jerarquía:

- Pre-Processing:

Se introducen los valores iniciales necesarios para la resolución del problema. Posteriormente se crea la geometría y se ejecuta la malla correspondiente al paso del flujo de la geometría. Seleccionamos los factores que queremos analizar, y definimos las propiedades de nuestro fluido. A continuación se plantean las condiciones de contorno debidas en los volúmenes de control, que se correspondan con las del problema que tenemos que resolver.

- Solver:

Es la parte fundamental, en la que se aplicarán diferentes métodos de discretización para la resolución de las ecuaciones, debiendo alcanzar unos valores mínimos de precisión llegando así a la convergencia de la solución.

- Post-Processing:

En este apartado se estudiarán los resultados que se han conseguido en el solver, pudiendo hallar datos numéricos mediante expresiones numéricas acorde al lenguaje del software, así como gráficos, o representaciones tanto en 2D como en 3D de flujos, presiones, y demás parámetros de interés.

5.2. ECUACIONES DE CONSERVACIÓN

Como ya se ha comentado, existen ciertas ecuaciones de conservación que son las que rigen el comportamiento de la Dinámica de Fluidos. En el caso de los fluidos homogéneos, estas ecuaciones son, la ecuación de conservación de la masa, la ecuación de cantidad de movimiento, y la ecuación de conservación de la energía. Consideramos el medio continuo para poder obtener estas ecuaciones, siendo las propiedades del fluido a tener en cuenta, la velocidad, temperatura, presión y densidad.

Como también se ha expuesto con anterioridad, dichas expresiones pueden venir en forma diferencial o integral, enfocándonos nosotros en este proyecto en las ecuaciones diferenciales.

5.2.1. Ecuación de la conservación de la masa

Para obtener la ecuación de conservación de la masa, debemos partir del siguiente volumen de control, en el que se tendrá en cuenta la masa entrante y saliente:

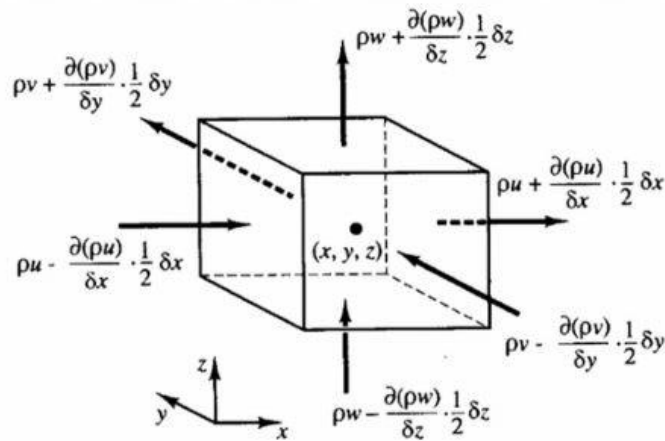


Figura 5.5: Estudio del flujo másico en un volumen de control.

Además de la entrada y salida de masa, se produce una variación de masa en función del tiempo, lo que influirá en las siguientes ecuaciones, siendo la diferencia entre la masa que entra y la que sale igual a la variación temporal. Nos sale la siguiente expresión, que habrá que igualar a cero:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{(\rho \cdot u \cdot A)_{x2} - (\rho \cdot u \cdot A)_{x1}}{\partial x} + \frac{(\rho \cdot v \cdot A)_{y2} - (\rho \cdot v \cdot A)_{y1}}{\partial y} + \frac{(\rho \cdot w \cdot A)_{z2} - (\rho \cdot w \cdot A)_{z1}}{\partial z}$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot w)}{\partial z} = 0$$

Para el caso de volúmenes, el procedimiento es análogo, pudiendo ser los volúmenes de control de diversas formas.

Adicionalmente, si queremos tener en cuenta que la densidad del nuestro fluido, que en este caso es el agua, se mantiene constante, podemos simplificar la ecuación.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$$

5.2.2. Ecuación de la conservación de la energía

En nuestro proyecto en específico, vamos a despreciar los efectos que causa la temperatura y en general la transferencia de calor, ya carecen de relevancia en lo que al funcionamiento de turbomáquinas hidráulicas se refiere en términos generales.

Para el cálculo de la ecuación de energía, partimos de la primera ley de la termodinámica. Esta estipula que si se realiza un trabajo sobre un sistema, o existe un intercambio de calor, la energía interna de dicho sistema va a variar.

La ecuación de la energía viene dada por la siguiente expresión:

$$\frac{\partial(\rho \cdot C_p \cdot T)}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \cdot v \cdot h - \nabla \cdot \left(\frac{k}{C_p} \cdot \nabla h \right) - S_h = 0$$

5.2.3. Ecuación de la cantidad de movimiento

Partiendo de un elemento de volumen diferencial como el de la Figura 5.6, se supone el flujo de dirección arbitraria de un fluido que atraviesa todas las superficies. La cantidad de movimiento se desplaza de nuestro volumen de control mediante convección y transporte molecular.

Las fuerzas a tener en cuenta van a ser la fuerza de la gravedad (por unidad de volumen) y las fuerzas de presión del fluido, siendo estas últimas proporcionales al área de la cara del volumen de control.

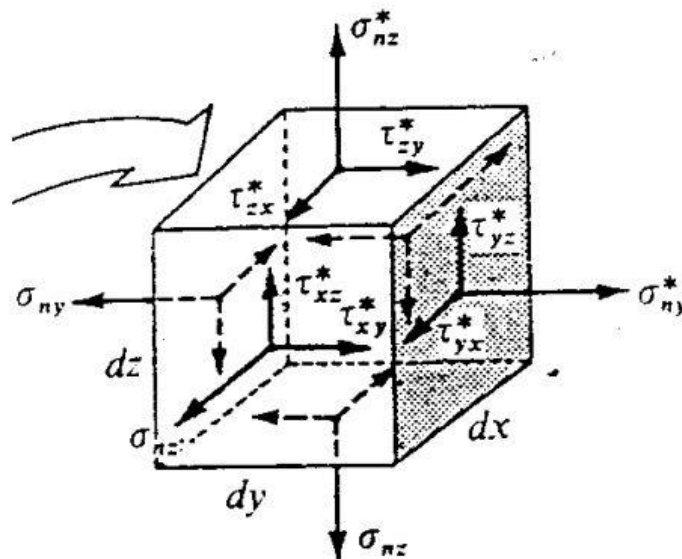


Figura 5.6: Distribución de tensiones en un volumen diferencial.

La variación de cantidad del movimiento, para la componente x vendrá dada de la siguiente forma:

$$\frac{\partial(\rho \cdot V \cdot u)}{\partial t} + (\rho \cdot u \cdot A)_{x_2} \cdot u_{x_2} - (\rho \cdot u \cdot A)_{x_1} \cdot u_{x_1} + (\rho \cdot v \cdot A)_{y_2} \cdot v_{y_2} - (\rho \cdot v \cdot A)_{y_1} \cdot v_{y_1} + (\rho \cdot w \cdot A)_{z_2} \cdot w_{z_2} - (\rho \cdot w \cdot A)_{z_1} \cdot w_{z_1} + p_{x_2} \cdot A_{x_2} - p_{x_1} \cdot A_{x_1} = 0$$

A continuación sustituimos el volumen V por $\partial x \cdot \partial y \cdot \partial z$, y dividimos por este mismo valor. A continuación, al ser un elemento diferencial, se aproxima al valor de 0, obteniendo la expresión final de la cantidad de movimiento para fluidos.

$$\frac{\partial(\rho \cdot u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot u \cdot v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot u \cdot w)}{\partial z} + \frac{\partial p}{\partial x} - \mu \cdot \nabla^2 u = 0$$

5.3. ADIMENSIONALIZACIÓN

Podemos usar el análisis dimensional en la resolución de problemas sin hacer uso de magnitudes reales, haciendo uso de expresiones adimensionales. Muchas veces nos interesará apoyarnos en dicho análisis dimensional para la creación de ecuaciones y expresiones adimensionales. A continuación podemos ver una lista de los principales adimensionales aplicados a la mecánica de fluidos:

Nombre	Símbolo	Expresión	Significado físico
Reynolds	Re	$\frac{V \rho L}{\mu}$	$\frac{\text{fzas. de inercia}}{\text{fzas. de rozamiento}}$
Euler	Eu	$\frac{\Delta p}{\rho V^2}$	$\frac{\text{fzas. de presión}}{\text{fzas. de inercia}}$
Froude	Fr	$\frac{V^2}{g L}$	$\frac{\text{fzas. de inercia}}{\text{fzas. de gravedad}}$
Grashof	Gr	$\frac{\rho^2 L^3 g \beta \Delta T}{\mu^2}$	$\frac{(\text{fzas. de inercia})(\text{fzas. de convección térmica})}{(\text{fzas. de rozamiento viscoso})^2}$
Grashof de concentración	Gr _{AB}	$\frac{\rho^2 L^3 g \bar{\epsilon}_A \Delta \rho_A}{\mu^2}$	$\frac{(\text{fzas. de inercia})(\text{fzas. de convección concentración})}{(\text{fzas. de rozamiento viscoso})^2}$
Weber	We	$\frac{\rho V^2 L}{\sigma_s}$	$\frac{\text{fzas. de inercia}}{\text{fzas. de tensión superficial}}$

Nusselt	Nu	$\frac{hL}{k}$	$\frac{\text{Calor transmitido por conducción y convección}}{\text{Calor transmitido por conducción}}$
Stanton	$St = Nu/Pe$	$\frac{h}{\rho c_p V}$	$\frac{\text{Calor transmitido por conducción y convección}}{\text{Calor transmitido por convección}}$
Peclet	$Pe = Re \cdot Pr$	$\frac{\rho c_p V L}{k}$	$\frac{\text{Calor transmitido por convección}}{\text{Calor transmitido por conducción}}$
Damköhler III	Da_{III}	$\frac{(-\Delta H) r_A L}{\rho c_p V \Delta T}$	$\frac{\text{Calor de reacción química}}{\text{Calor transmitido por convección}}$
Damköhler I	$Da_{IV} = Da_{III} \cdot Pe$	$\frac{(-\Delta H) r_A L^2}{k \Delta T}$	$\frac{\text{Calor de reacción química}}{\text{Calor transmitido por conducción}}$
Thring	Th	$\frac{\rho c_p V}{\sigma \epsilon T^3}$	$\frac{\text{Calor transmitido por convección}}{\text{Calor transmitido por radiación}}$
Brinkman	Br	$\frac{\mu V^2}{k \Delta T}$	$\frac{\text{Calor generado por rozamiento}}{\text{Calor transmitido por conducción}}$
Damköhler I	Da_I	$\frac{r_A L}{\rho_A V}$	$\frac{\text{Generación o consumo de A por reacción química}}{\text{Transporte de A por convección}}$
Damköhler II	Da_{II}	$\frac{r_A L^2}{D_{AB} \rho_A}$	$\frac{\text{Generación o consumo de A por reacción química}}{\text{Transporte de A por difusión}}$
Peclet másico	$Pe = Re \cdot Sc$	$\frac{VL}{D_{AB}}$	$\frac{\text{Transporte de A por convección}}{\text{Transporte de A por difusión}}$
Sherwood	Sh	$\frac{k_A L}{D_{AB}}$	$\frac{\text{Transporte de A por convección y difusión}}{\text{Transporte de A por difusión}}$

Figura 5.7: Principales adimensionales utilizados en la mecánica de fluidos. [15]

La aplicación de los números adimensionales muchas veces está justificada por temas tales como la ayuda para la diferenciación de los términos que son realmente relevantes en una ecuación, o debido a que la cantidad de parámetros de interés es escaso.

Podemos aplicar el teorema de Buckingham, en el cual se dice que si en un problema existe un número de magnitudes físicas “n”, siendo un número “m” de ellas ecuaciones fundamentales, la cantidad de agrupaciones adimensionales resultante vendrá dado por n-m.

5.4. SIMPLIFICACIÓN DE LAS ECUACIONES

Como ya se comentó en apartados anteriores, la dinámica de fluidos está sustentada en tres ecuaciones, que son la ecuación de cantidad de movimiento, de conservación de la masa, y la ecuación de la conservación de la energía. Por comodidad, nos referiremos a este conjunto de ecuaciones como ecuaciones de Navier-Stokes en los siguientes apartados. Dichas ecuaciones dependen de la magnitud del tiempo.

Para facilitar los cálculos, se pueden adoptar una serie de simplificaciones sobre estas ecuaciones, de las que vamos a hablar en los siguientes apartados.

5.4.1. Dimensión del flujo

Como se estudiará en la realización del proyecto en Ansys, las operaciones realizadas en tres dimensiones consumen una cantidad de recursos muy elevada en comparación con lo que nos ofrece trabajar con dos dimensiones. Nos encontraremos en un caso o en otro dependiendo de la geometría con la que estemos trabajando, y de las condiciones de contorno.

Muchas veces aunque estemos trabajando con geometrías en bidimensionales, pueden surgir circunstancias en las que el flujo estará en tres dimensiones, así es el caso por ejemplo de los fenómenos turbulentos, que aunque el flujo venga expresado en dos dimensiones, las turbulencias solamente se ven representadas en tres dimensiones.

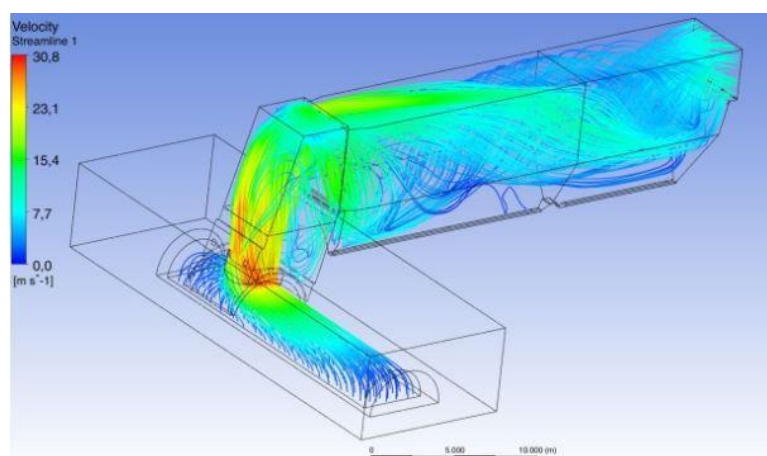


Figura 5.8: Ejemplo de un flujo en tres dimensiones en Ansys. Fuente :
[sciencedirect.com/science/article/pii/S0213131516300128](https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0213131516300128)

5.4.2. Viscosidad del flujo

En los fluidos considerados como no viscosos, pasaremos a despreciar el valor de la viscosidad, lo que resultará en la modificación de las ecuaciones de Navier-Stokes, pasando a denominarse Ecuaciones de Euler. Esta transformación trae consigo la disminución de las condiciones de contorno requeridas. Esto se debe a que al obviar el valor de la viscosidad al encontrarnos ante un fluido no viscoso, se pasa de unas ecuaciones de segundo orden (Navier-Stokes), a unas de primer orden (Ecuaciones de Euler).

Todo esto será considerado solo para situaciones ideales, ya que tener en cuenta la viscosidad es importante, ya que por muy reducido que sea su valor a priori, sus efectos se pueden ver reflejados en flujos que atraviesen superficies de manera considerable.

$$\frac{\partial P}{\partial x} + \rho \cdot \frac{\partial u}{\partial t} - f_i = 0$$

$$\frac{\partial P}{\partial y} + \rho \cdot \frac{\partial v}{\partial t} - f_j = 0$$

$$\frac{\partial P}{\partial z} + \rho \cdot \frac{\partial w}{\partial t} - f_k = 0$$

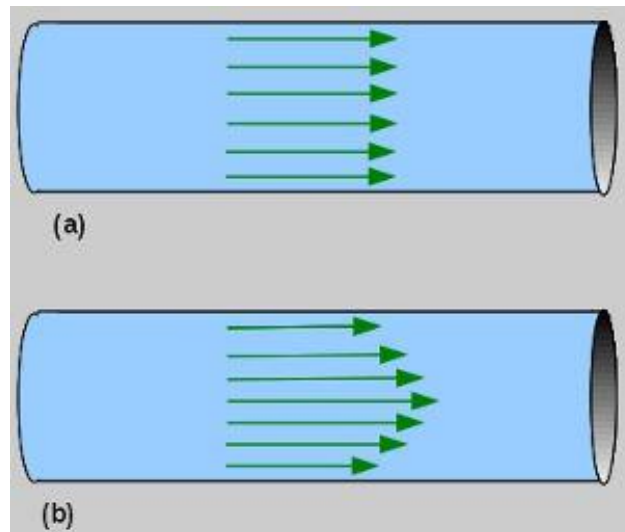


Figura 5.9: Perfiles de flujo en un tubo. (a) Sin viscosidad, (b) Fluido real con viscosidad.

5.4.3. Compresibilidad del flujo

Si el flujo a estudiar está compuesto por un fluido líquido, usualmente se considera incompresible, como es el caso que nos atañe en este proyecto. Esto significa que la densidad del fluido se mantiene prácticamente constante tras someterlo a cambios de presión o cambios de temperatura importantes.

Por lo tanto, no será necesario resolver en los estudios de Dinámica de Fluidos Computacional la Primera Ley de la Termodinámica por estar tratando con un fluido incompresible. Esto se debe, a que el CFD tiene una forma de determinar la presión, de maneras diferentes dependiendo de la compresibilidad de dicho fluido, resultando en el caso de los fluidos incompresibles, en una simplificación de las ecuaciones siendo el valor de la densidad constante.

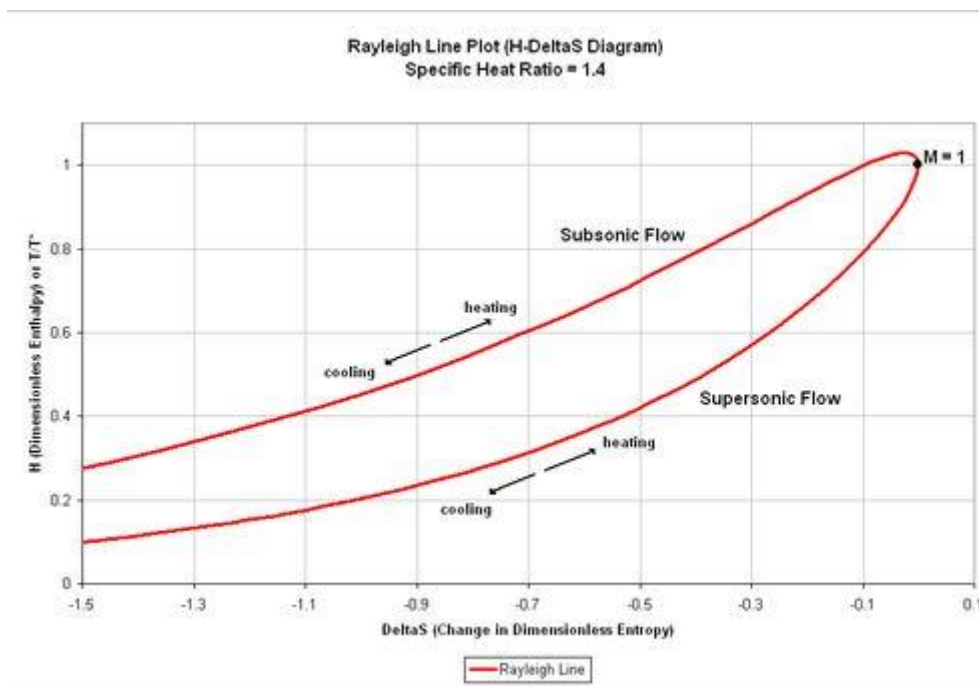


Figura 5.10: Diagrama de compresibilidad de los gases.

Adicionalmente, comprobando la Figura 5.10, los gases, que usualmente son tratados como fluidos compresibles, si se consideran velocidades muy inferiores a la velocidad del sonido, se podrá tomar dicho gas como un fluido incompresible.

5.4.4. Flujo estacionario o no estacionario

Por norma, se tiene que la gran mayoría de flujos son de carácter no estacionario, siendo estos dependientes del tiempo, aunque hay casos en los que debido a las condiciones de contorno del sistema en cuestión, los flujos se comportan de forma estacionaria, pero son inestables apareciendo siempre ciertas inestabilidades, que acaban haciendo que el problema acabe dependiendo del tiempo igualmente.

Teniendo en cuenta el número adimensional de Reynolds, las inestabilidades nombradas pueden acabar derivando en la aparición de turbulencias.

5.4.5. Hidrostática del flujo

Para comenzar, nos apoyaremos en la ecuación de cantidad de movimiento, donde tomando la componente vertical de esta, nos aparece la siguiente ecuación:

$$\rho \cdot \frac{Dw}{Dt} + \frac{\partial p}{\partial z} + \rho \cdot g - \mu \cdot \nabla^2 w = 0$$

La magnitud de la gravedad es mucho mayor que la aceleración vertical para grandes escalas horizontales, además de que las fuerzas viscosas se pueden considerar despreciables ante esta hipótesis. Por lo tanto, se podrá aproximar la anterior ecuación a una más simplificada despreciando estas magnitudes, quedando de la siguiente forma:

$$\frac{\partial p}{\partial z} + \rho \cdot g = 0$$

Como ya se ha comentado, tendremos en cuenta que el valor de la densidad será constante debido a que nuestro flujo está compuesto de un fluido incompresible. Teniendo esto en cuenta, procedemos a hallar la integral de la anterior expresión, con el fin de determinar la presión en los puntos de interés. Este tipo de simplificaciones nos ayudarían posteriormente con el cálculo computacional debido a que se precisa la resolución de una ecuación menos, pero en nuestro caso esto no sucede, ya que nuestro caso no es hidrostático.

La ecuación para el cálculo de presiones de un flujo hidrostático viene dada por la siguiente expresión:

$$p = p_{atmosferica} + \rho \cdot g \cdot h$$

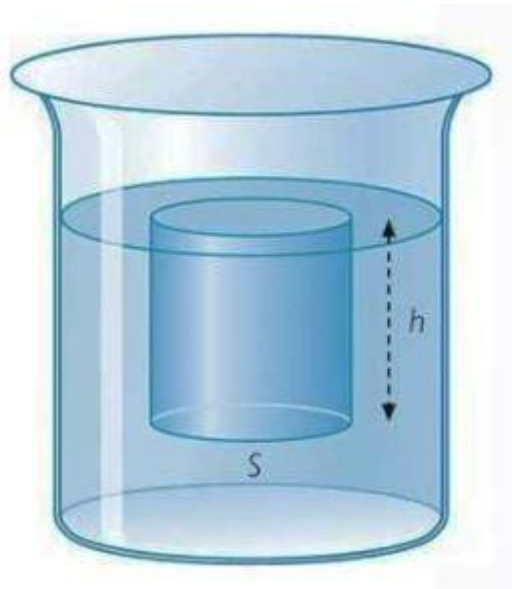


Figura 5.11: Ejemplo de medida de presión a una profundidad h .

5.4.6. Aproximación de Boussinesq

En este caso sí que vamos a tener en cuenta que la densidad puede tener ciertas variaciones en su magnitud. Esto puede deberse a diferentes factores tales como cambios en la temperatura, dependiendo de la salinidad, o producto de la humedad atmosférica. Estos son solo algunos de los factores que pueden hacer que el valor de la densidad fluctúe en mayor o menor medida, incluso con pequeñas variaciones.

En esta aproximación, la densidad se considera constante excepto en la componente z de la ecuación de la cantidad de movimiento, debido a la influencia de la gravedad.

Para que esta hipótesis que planteamos sea válida, la diferencia de temperaturas debe ser muy baja, además de contar con que nuestro fluido es incompresible.

Para plantear este estudio, vamos a considerar la densidad en función de la variación de la temperatura.

$$\rho_2 = \rho_1 \cdot [1 - \alpha \cdot (T_2 - T_1)]$$

A continuación vamos a ignorar las variaciones de la densidad en el término de las inercias, y vamos a considerar la presión debida a la gravedad respecto a la densidad de referencia ρ_1 . Estas consideraciones son denominadas como la aproximación de Boussinesq. Recordad que las siguientes consideraciones solo se podrán efectuar si las variaciones de densidad son prácticamente despreciables.

$$\rho_1 \cdot \frac{Dw}{Dt} + \frac{\partial(P + \rho_1 \cdot g \cdot z)}{\partial z} + (\rho_2 - \rho_1) \cdot g - \mu \cdot \nabla^2 u = 0$$

Sustituimos en la expresión anterior, la densidad en función de la temperatura:

$$\rho_1 \cdot \frac{Dw}{Dt} + \frac{\partial(P + \rho_1 \cdot g \cdot z)}{\partial z} + \rho_1 \cdot g \cdot \alpha \cdot (T_2 - T_1) - \mu \cdot \nabla^2 u = 0$$

5.5. FENÓMENO DE LA TRUBULENCIA

Ciertas características de los números adimensionales pueden arrojar luz sobre eventos que suceden dependiendo del valor de estos. Es el caso del número de Reynolds, que según va aumentando su magnitud, vemos que la estabilidad del flujo estudiado se va perdiendo.

Se dividen dos etapas fácilmente diferenciables. Cuando el número de Reynolds es de valor bajo, estamos ante un flujo laminar, o por lo menos en una régimen laminar, volviéndose esos flujos turbulentos con el aumento de dicho adimensional como ya se ha comentado. Entre ambas fases existe una zona denominada región de transición, donde la capa laminar va perdiendo su estabilidad y va apareciendo el fenómeno de la turbulencia.

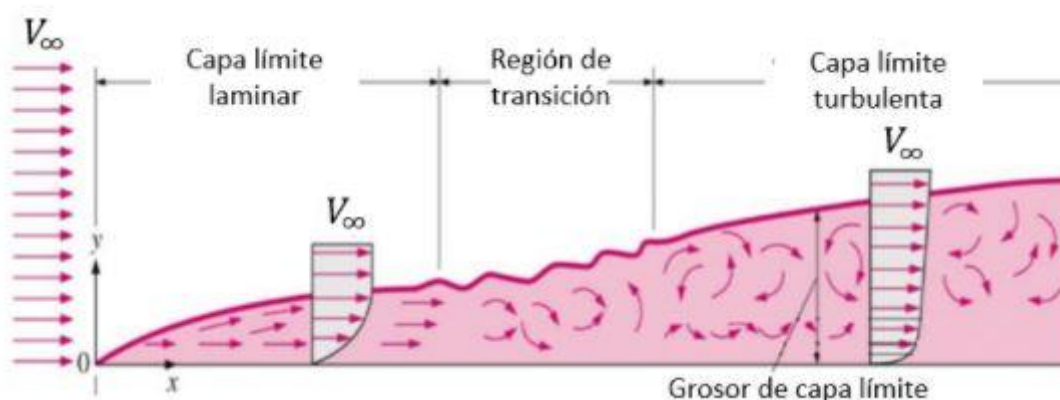


Figura 5.12: Esquema de las diferentes regiones y capas de un flujo. Fuente: aerodinamicaf1.com/2020/10/

La gran mayoría de flujos que se estudian en el ámbito de la ingeniería tienen turbulencias de mayor o menor grado, haciéndose necesario el uso de técnicas CFD para su resolución, no siendo así en los flujos en régimen laminar, donde las ecuaciones de Navier-Stokes se adaptan perfectamente al problema y no son tan complejas.

5.5.1. Definición de turbulencia

Las inestabilidades del flujo son las que originan la aparición de la turbulencia, y esto se debe al gradiente de velocidades existente. Las inestabilidades y los torbellinos que se generan, hacen a su vez que el flujo entre en un estado más caótico cada vez, hasta que llega un punto en el que los torbellinos disminuyen y la viscosidad gana importancia y debemos empezar a tenerla en cuenta. Finalmente la energía turbulenta es tal, que empieza a producirse calor, siendo esta la forma en la que se disipa dicha energía.

Algunas de las distintas definiciones que tiene la turbulencia son, que es un movimiento aleatorio tridimensional, que se superpone a un flujo principal, y que no es estacionario. También se define, como introdujimos al principio, como un estado natural para magnitudes elevadas del número de Reynolds.

5.5.2. Características de la turbulencia

Algunas de las características que definen el fenómeno de la turbulencia son:

- Las diferentes capas o zonas del flujo en la región turbulenta crean remolinos de una gran variedad de tamaños que llegan desde la base hasta el punto de disipación viscosa.
- Los vórtices existentes se van disgregando con el tiempo creando cada vez fenómenos más y más pequeños, llegando a un punto en el que no se puede contrarrestar la disipación viscosa. Este suceso se denomina disipación, y es necesaria la aportación de energía externa para que el flujo turbulento se mantenga.
- Teniendo unos valores de referencia tanto para la velocidad como para la presión, los valores en el flujo turbulento para estas variables fluctúa tridimensionalmente de manera natural.

- No se puede resolver de manera analítica debido al carácter irregular de estas, a pesar de que la turbulencia está caracterizada por el gobierno de las ecuaciones de Navier-Stokes para un medio continuo.

5.5.3. Transferencia de cantidad de movimiento

Como ya se ha indicado anteriormente, existen dos grandes regiones en la evolución de un flujo, siendo estas las zonas de flujo laminar y flujo turbulento (sin contar la zona de transición de una a otra).

Lo que caracteriza al flujo laminar principalmente, es el movimiento de sus diferentes niveles o capas, los cuales no se mezclan entre sí, moviéndose en la misma dirección y sentido. Eso sí, debido a la existencia de tensiones de carácter viscoso entre capas, aparece el fenómeno de la transferencia de cantidad de movimiento entre capas adyacentes que poseen diferentes velocidades.

En este caso nos encontramos con valores reducidos del número adimensional de Reynolds.



Figura 5.13: Representación del flujo laminar en un tubo. Fuente: aerodinamicaf1.com/2019/10/flujo-laminar-y-turbulento/

Cuando el flujo ha evolucionado y el número de Reynolds es de valor elevado, hemos entrado en la región de flujo turbulento. Aquí ya no existe el concepto niveles, debido a que las capas se han mezclado y el fluido se mueve de forma caótica. En este caso la transferencia de cantidad de movimiento existe debido a una velocidad promedio resultante de la mezcla de las capas. Debido a esto, la transferencia de cantidad de movimiento es mayor que en la región laminar, distribuyéndose las velocidades de forma más equilibrada.

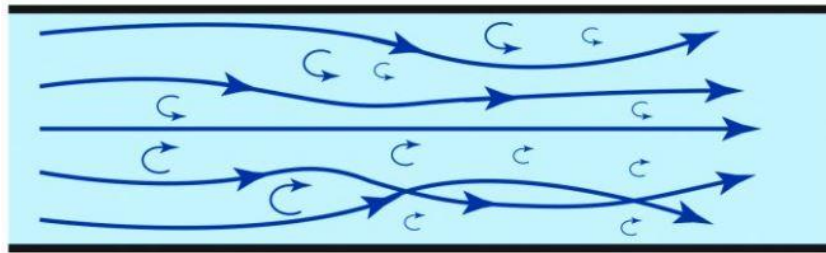


Figura 5.14: Representación del flujo turbulento en un tubo. Fuente:
aerodinamicaf1.com/2019/10/flujo-laminar-y-turbulento/

5.5.4. Modelos de turbulencia

Existen una gran variedad de modelos y simulaciones que nos permite analizar el flujo turbulento. Los modelos de turbulencia, son unas herramientas que nos ayudan a aproximar los esfuerzos de Reynolds, de tal manera que nos acerquemos a los valores de las ecuaciones de flujo de la forma más precisa que se pueda. Dichas simulaciones son muy complejas de por sí, pero hay algunos cálculos que simplifican un poco el cálculo. A continuación introduciremos dichos modelos y simulaciones en orden de complejidad, comenzando por los más sencillos.

5.5.4.1. Modelos de turbulencia de viscosidad turbulenta

- Modelo de viscosidad turbulenta:

Partiremos de la división del valor de la tensión, en una parte de tipo turbulento, y en otra de tipo viscoso.

$$\text{Tensión viscosa} = \mu \cdot \frac{\partial U}{\partial y}$$

$$\text{Tensión turbulenta} = -\rho \cdot \overline{u \cdot v}$$

$$T = \mu \cdot \frac{\partial U}{\partial y} - \rho \cdot \overline{u \cdot v}$$

El modelo que vamos a tratar es denominado en inglés Eddy-Viscosity Model (EVM), y es muy conocido y popular debido a que la viscosidad, incrementa la estabilidad del problema, y además es muy sencillo de implementar en los softwares de CFD, más concretamente en los solver de viscosidad de estos.

En este modelo, estamos asumiendo la componente turbulenta de la tensión como proporcional al valor medio del gradiente de la velocidad, y que se asemeja a la

componente viscosa, pero esta vez con la magnitud μ_i , que representa la viscosidad turbulenta, llegando a la siguiente igualdad:

$$\mu_i \cdot \frac{\partial U}{\partial y} = -\rho \cdot \overline{u \cdot v}$$

Sustituyendo en la primera ecuación:

$$T = \mu \cdot \frac{\partial U}{\partial y} + \mu_i \cdot \frac{\partial U}{\partial y}$$

Sumando las viscosidades, y compactándolas en la viscosidad efectiva total:

$$T = \mu_t \cdot \frac{\partial U}{\partial y}$$

La viscosidad original del problema, la de la primera ecuación, es una propiedad medible del fluido, no siendo así la viscosidad turbulenta, que es un elemento teórico ficticio y habrá que realizar su modelado.

Debemos tener en cuenta que para elevados valores del número de Reynolds, la viscosidad turbulenta es mucho mayor que la viscosidad medible propiedad del fluido.

- Modelos k - ϵ :

Este modelo de tipo viscoso con torbellino, está constituido por dos ecuaciones. En la actualidad, seguramente sea uno de los modelos más usuales de resolución de turbulencias mediante CFD.

Este modelo está sujeto a modificaciones, ya que en su desarrollo, se utilizan las llamadas ecuaciones de transporte. Dichas ecuaciones se usan para hallar los valores de la energía cinética turbulenta, y la variación de disipación de energía cinética turbulenta. Las modificaciones de las que hablamos, se deben a que en dichas ecuaciones existen una serie de coeficientes a los cuales se les puede dar diferentes valores con los que el modelo k- ϵ variará dependiendo de estos.

Alguno de los métodos para hallar dichos coeficientes, pasan por el hecho de tener en cuenta los pequeños efectos a nivel molecular de la viscosidad entre fronteras, denominado en inglés como “Low Reynolds-number k- ϵ Model”, o los gradientes de velocidad, entre otros.

Destacar también los siguientes modelos:

SKE (Standard $k-\epsilon$): Es un modelo muy preciso y de gran estabilidad, pero con ciertas limitaciones, como las carencias en flujos separados, o con elevados gradientes de presión. Aun así, es el modelo más utilizado para turbulencias en ingeniería.

RKE (Realizable $k-\epsilon$): Este es el método que utilizaremos en este proyecto como se verá más adelante. Esto se debe a que este modelo trabaja muy bien en entornos donde el flujo se ve sometido a algún tipo de rotación en sus condiciones de contorno (Como es el caso de nuestro rodete), en diferentes cambios de gradiente en las presiones. Este modelo además, es más exacto en la predicción de flujos planos y circulares.

RNG $k-\epsilon$: Este modelo trabaja especialmente bien cuando el número adimensional de Reynolds es reducido. Posee modelos derivados de viscosidad diferencial para dichos valores del número de Reynolds. Además, trabaja mejor que los otros dos modelos para formas más complejas, por lo que también podría haber sido un modelo viable a priori para nosotros, debido a la geometría de los álabes del rodete.

- Modelos $k - \omega$:

Este es un modelo muy preciso y robusto que puede trabajar con un amplio abanico de valores de gradientes de presión, y formas de flujo. También es un modelo muy popular, debido a que agrega ciertas características que lo hacen más sencillo de introducir en los solver de los softwares, ya que no contiene términos que no estén definidos en las paredes, por lo que no es necesario el uso de funciones de pared.

Alguno de sus modelos más interesantes son los siguientes:

SKW (Standard $k-\omega$): Tiene gran cantidad de opciones para añadir distintos efectos de flujos transitorios y compresibilidad. Es muy utilizado en el mundo de las turbomaquinas, y en la comunidad aeroespacial. (Para realizar este proyecto, además del método RKE, se ha utilizado el SKW para comprobar la calidad de los resultados mediante la convergencia, ya que este método también era adecuado para analizar la turbina de tipo Kaplan, optando finalmente por el RKE por la calidad de los resultados arrojados).

SST (Shear Stress Transport $k-\omega$): Este método trabaja con modificaciones en la fórmula de la viscosidad turbulenta para los efectos de las tensiones cortantes principales. Se juntan los modelos SKW con uno de tipo $k-\epsilon$. El SKW trabaja en el entorno de las paredes, y el $k-\epsilon$ se aplicará en las zonas más alejadas de las condiciones de contorno.

5.5.4.2. Modelos de turbulencia avanzados

Aunque los modelos de viscosidad turbulenta son muy utilizados debido a la sencillez de su código, siendo además muy útiles en problemas en el ámbito de la ingeniería entre otras cosas, su modelo de turbulencia depende únicamente del valor escalar de la variación turbulenta (μ_t), lo que es insostenible cuando aparecen más componentes de tensión que afectan al flujo.

Es aquí, donde aparecen los modelos de turbulencia avanzados, que tratan de resolver esa carencia, teniendo estos una representación de la física de la turbulencia mucho más realista que los modelos de viscosidad turbulenta.

- Modelos de viscosidad de vórtices no lineales:

Conocidos también por sus siglas en inglés, NLEVM (Non-Linear Eddy-Viscosity Models), estos modelos se basan en el estudio de la proporcionalidad entre los gradientes de velocidad y las tensiones de Reynolds. Dicha proporcionalidad se estudia a través de una relación no lineal, pero no se logra representar con esta, de manera fiel, el comportamiento del transporte y los procesos de producción.

Aun así, no supone mucha más carga computacional si lo comparamos con los modelos de viscosidad turbulenta. La relación no lineal es de la siguiente forma:

$$T_R = C_1 \cdot G_V + C_2 \cdot G_V^2 + C_3 \cdot G_V^3 + \dots$$

Siendo T_R las tensiones de Reynolds y G_V el gradiente de velocidades.

- Modelos de transporte de esfuerzos de Reynolds:

Donde antes solo se resolvían las ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta (k), este tipo de modelo, también conocido como modelo de estrés, o RSTM (Reynolds-Stress Transport Models), resuelve dichas ecuaciones para todas las tensiones.

Las ecuaciones que gobiernan este modelo son ecuaciones derivadas de las de Navier-Stokes, pero con ciertos términos modificados. Con estas ecuaciones resultantes, después de ser modeladas, los términos de transporte y producción (turbulencia que transporta el flujo principal, y creación de dicha turbulencia, respectivamente), son valores exactos. Esto significa que se tiene en cuenta de manera más importante la física de la turbulencia ya que los valores de transporte y producción no son modelos.

Aun así, estos modelos son de gran complejidad, de gran costo a nivel computacional, y además, a pesar de los valores exactos de transporte y producción, hay otra serie de datos que si requieren un modelaje como por ejemplo la disipación.

- Simulación de vórtices de gran escala:

También conocido por sus siglas en inglés LES (Large-Eddy Simulation), es un modelo muy preciso en su labor, y por lo tanto, su uso es muy extendido.

La resolución de flujos turbulentos en la gran cantidad de escalas que estos pueden tener es muy compleja, y este modelo simplifica esa problemática. Para las escalas mayores, el modelo trabaja resolviendo las ecuaciones de Navier-Stokes, disminuyendo hasta un cierto nivel de turbulencia donde se tomará el concepto de turbulencia homogénea. Esto es una manera de simplificar los cálculos, donde se tomará que todas las turbulencias son de igual forma simplificando el problema en gran medida.

- Simulación numérica directa:

De todos los modelos mostrados hasta ahora, este sería el más complejo de todos. También conocido como DNS (Direct Numerical Simulation en inglés), como su nombre indica, consiste en la resolución directa de las ecuaciones de Navier-Stokes, por lo que no se le podría considerar ni siquiera como un modelo.

Anteriormente, cuando el valor del número adimensional de Reynolds era muy elevado, resolver estas ecuaciones se hacía una labor muy compleja. Pero actualmente gracias a los ordenadores, y más concretamente a los softwares especializados, aunque sigue siendo una carga computacional elevada (para rangos de miles), esta problemática se ha visto resuelta, con el añadido de que se han

comprendido de manera más profunda los fenómenos turbulentos gracias a los datos arrojados por las computadoras y supercomputadoras.

6. DISEÑO Y SIMULACIÓN DE LA TURBINA KAPLAN

Este es el apartado principal del proyecto, en el que nos apoyaremos en los datos conseguidos en el Anexo, donde hemos calculado todos los datos necesarios para realizar el modelado del rodete con sus álabes, además de ciertos cálculos extra para mejorar la precisión del modelo del rodete y álabes, además de los datos de la geometría de la carcasa en espiral y el tubo de aspiración.

El software utilizado será Ansys Workbench, un potente programa de CFD, y haremos uso de aplicaciones dentro de este programa tales como BladeGen o Fluent, en los que profundizaremos más adelante.

A continuación se adjunta una imagen del esquema de trabajo en la herramienta Workbench, donde se ven los diferentes pasos que vamos a ir siguiendo en este proyecto:

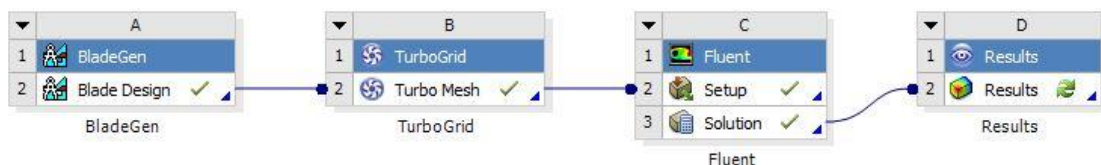


Figura 6.1: Esquema de los módulos de trabajo de Ansys usados en este proyecto.

6.1. DISEÑO DE LA GEOMETRIA DEL RODETE

Para este apartado se barajaron varios softwares diferentes de diseño y modelado de geometrías tales como el AutoCAD Inventor o el Solidworks, que son programas externos a Ansys, pero que este reconoce ya que se pueden importar sus archivos. Finalmente he optado por el uso de BladeGen, que es una herramienta que proporciona el propio Ansys. Hemos elegido esta herramienta, ya que al pertenecer al mismo software, nos va a ofrecer ciertas facilidades a nivel de mallado posteriormente, que al exportar archivos de otros programas no nos ofrecería.

BladeGen nos permite diseñar turbinas de diferentes tipos, con sus regiones de entrada y salida, ya que tiene una base de datos y características, además de una interfaz preparadas para la introducción de unos parámetros iniciales propios de una

turbina, y posteriormente ir modelándola. Dichos parámetros han sido calculados en el apartado Anexo, y con ellos empezamos nuestro diseño.

Al crear un nuevo proyecto con BladeGen, seleccionamos nuestro tipo de turbina, en este caso Normal Axial, e introducimos los datos de los radios tanto del rodete (hub), como de la carcasa exterior (shroud), además de la altura del álabe. Adicionalmente, seleccionamos Ang/Thk para el posterior paso:

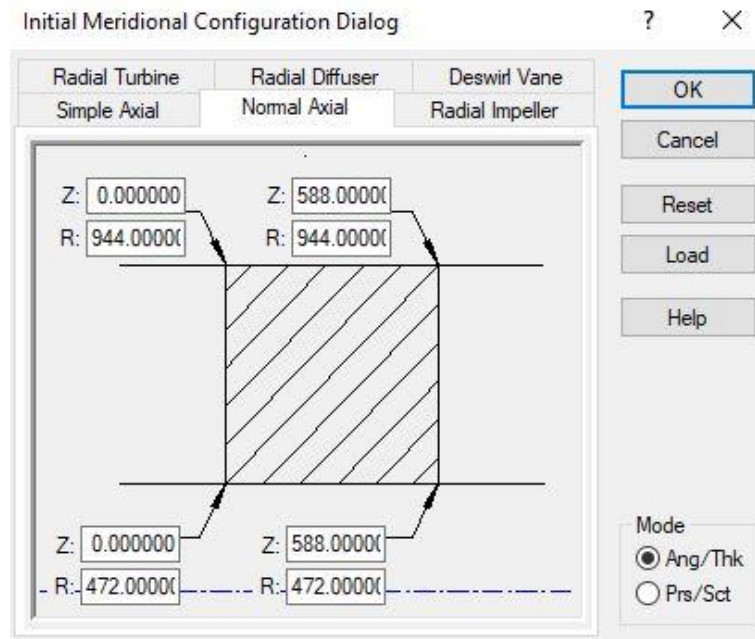


Figura 6.2: Datos iniciales de diseño en BladeGen.

En la siguiente ventana deberemos introducir los valores de “longitud radial” y espesor del álabe. Dicha longitud no es otra que los ángulos que abarca un solo álabe respecto al rodete, y el espesor puede ser aproximado, ya que posteriormente vamos a modelarlo con más precisión. En esta ventana además seleccionamos el número de álabes de nuestra turbina:

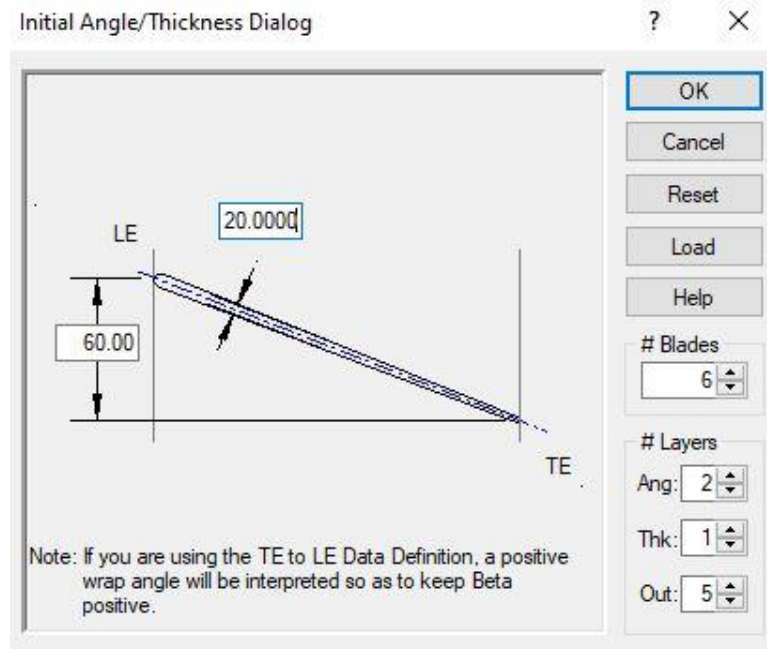


Figura 6.3: Datos iniciales de ángulo inicial y espesor.

Una vez introducidos estos datos, entramos en el espacio de trabajo de BladeGen, pero antes de comenzar, vamos a Model, Properties, e introducimos las siguientes unidades de trabajo:

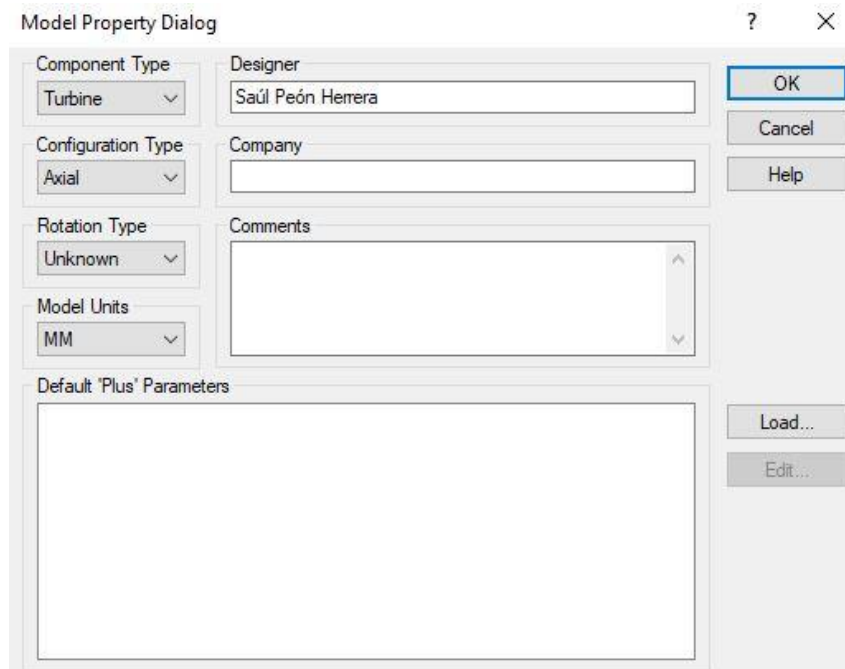


Figura 6.4: Propiedades de trabajo.

A continuación en la ventana superior izquierda de trabajo podemos modificar diferentes parámetros de la turbina. Lo primero es comprobar los datos de los radios del hub y shroud, y modificar la cubierta cónica con los datos que hemos obtenido en el Anexo.

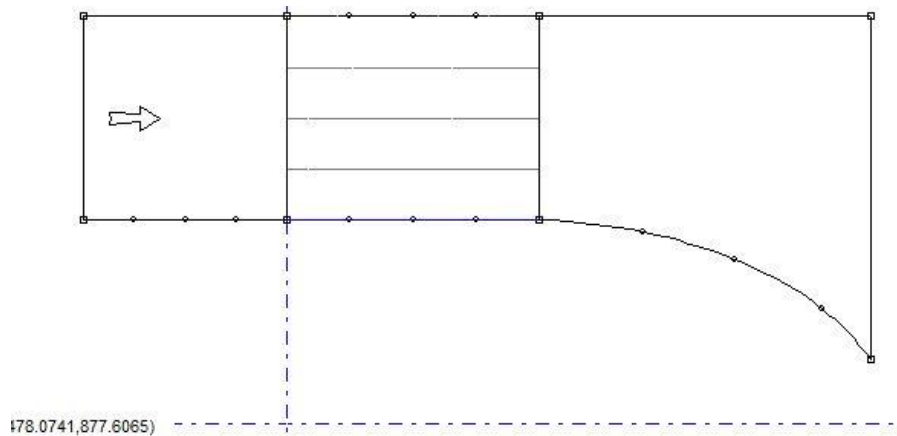


Figura 6.5: Geometría del rodete y la cubierta cónica.

El perfil inferior representa el rodete (hub), siendo la parte curva la cubierta cónica, y el perfil superior la carcasa (shroud). El espacio entre ambos representa la zona de flujo del líquido, con la zona de entrada y salida definida por el programa, estando el sentido representado por la flecha.

Lo siguiente que haremos será definir los perfiles de los álabes. Esta parte es la más complicada y laboriosa debido a que el programa no es muy intuitivo en esta parte. En la ventana inferior izquierda, hacemos una división en cinco perfiles de radios equiespaciados (en el Anexo se especifica), siendo el menor, el radio del hub, y el mayor, el del shroud:

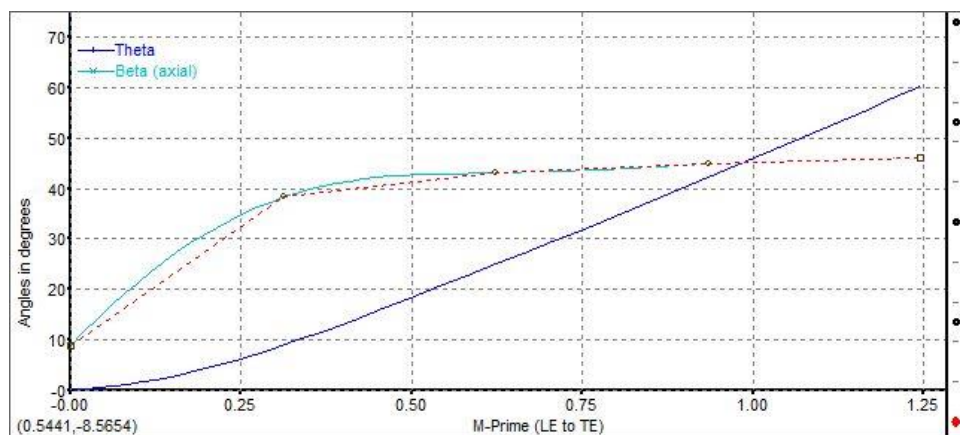


Figura 6.6: Datos del perfil del álabe para el radio menor.

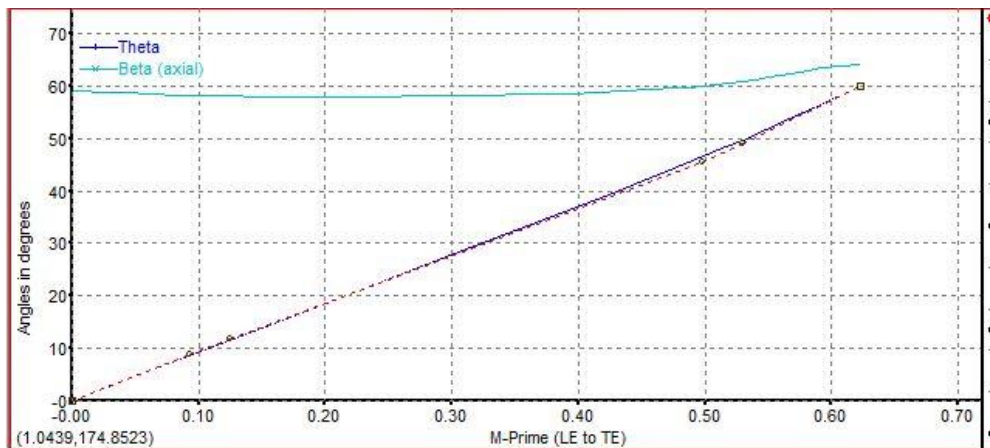


Figura 6.7: Datos del perfil del álabe para el radio mayor.

Aquí he representado dos de los cinco perfiles. En cada uno de los cinco, para ajustar los ángulos, hacemos click derecho, y pinchamos en Adjust Blade Angles. Nos saldrá la siguiente ventana:

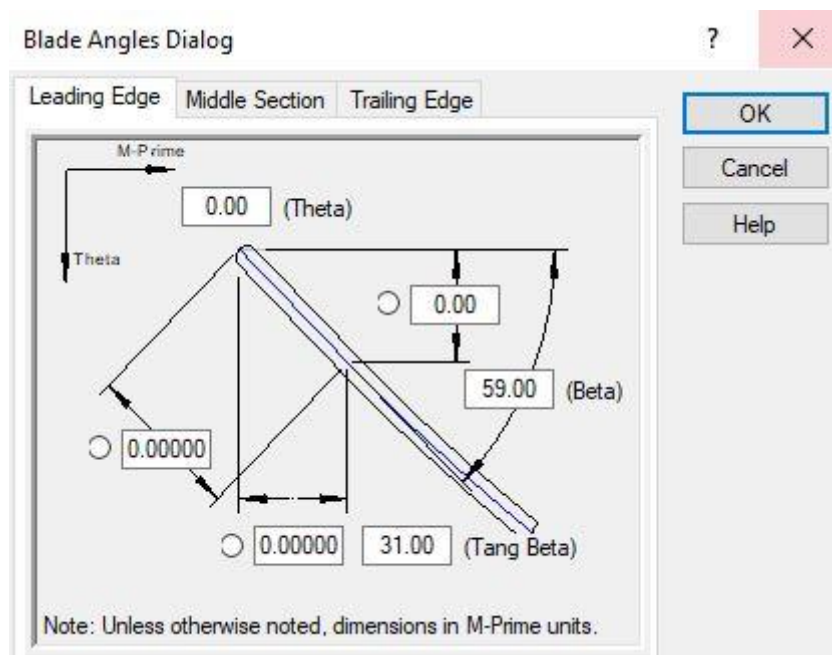


Figura 6.8: Datos de los ángulos del álabe en la zona de entrada del flujo.

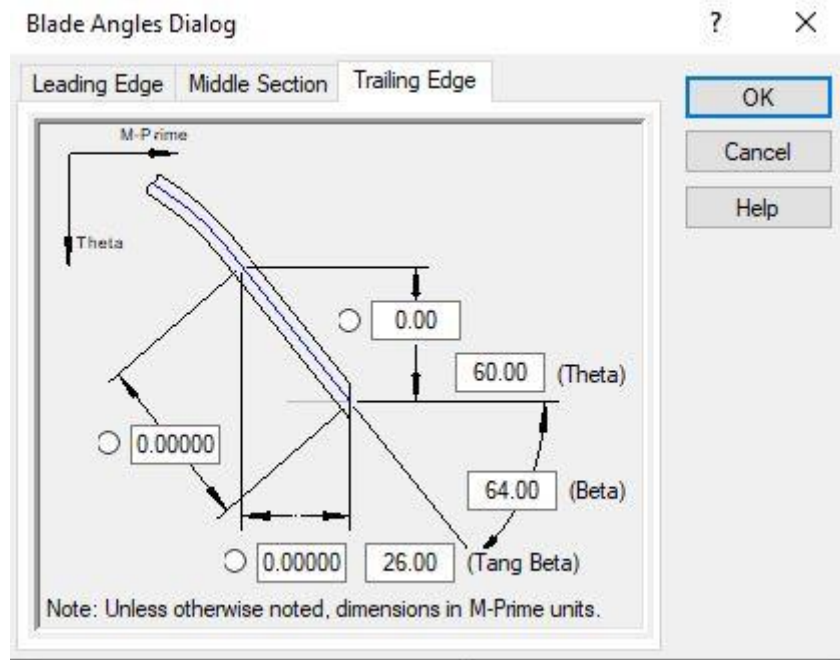


Figura 6.9: Datos de los ángulos del álabe en la zona de entrada del flujo.

En la pestaña “Leading Edge”, debemos introducir “Beta”, que en nuestro caso, es el ángulo complementario al ángulo beta de entrada que hemos calculado en el Anexo. Este ángulo representa la inclinación del álabe en la parte de entrada del flujo en cada una de las cinco secciones.

En la pestaña “Trailing Edge” la “Beta” que tenemos que introducir, una vez más, es el ángulo complementario del ángulo beta de salida calculado. Este, por tanto, será el ángulo de inclinación del álabe en la parte donde sale el flujo, en cada una de las cinco secciones.

Una vez hecho esto en las cinco secciones, damos click derecho otra vez en todas ellas, damos a Convert points to, y pinchamos en Spline curve points. Aquí seleccionamos 5 puntos, y manualmente acomodamos la curva a través de los 5 puntos que hemos seleccionado, para que adquiera el perfil que queremos, respetando los valores “Theta”, por lo que los valores deben ser modificados ligeramente para que el perfil quede suavizado únicamente. Esto se ve en la Figura 7.5 y en la Figura 7.6.

Lo siguiente será definir el espesor de los álabes en la ventana derecha inferior. En mi caso he variado linealmente dicho espesor a lo largo del perfil, siendo el doble en la entrada que en la salida:

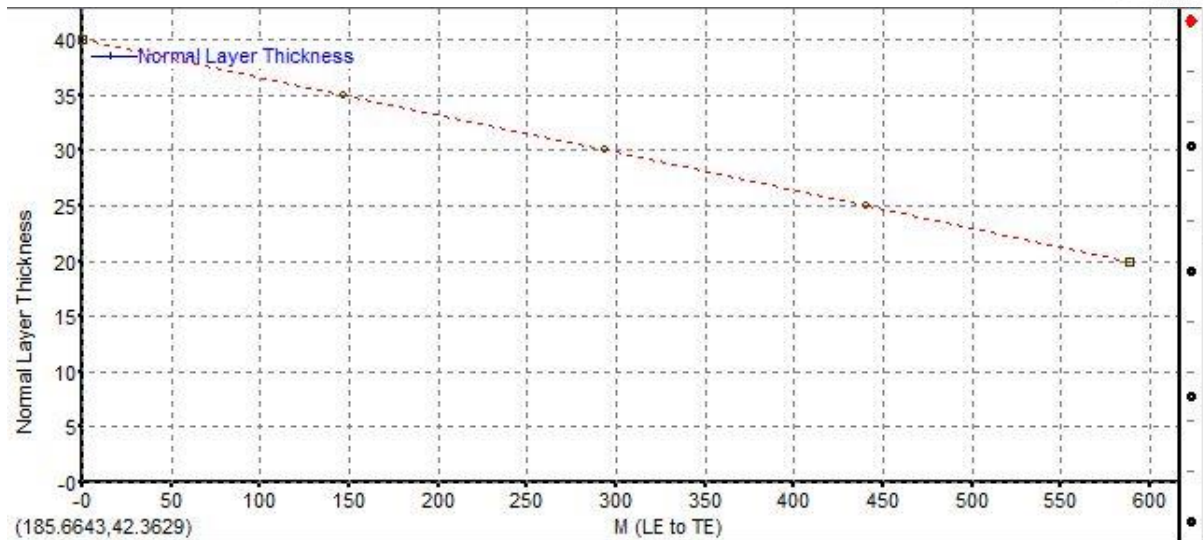


Figura 6.10: Variación lineal del espesor del álabe.

Para hacer esto, hemos creado cinco perfiles, que representan los cinco perfiles con los que hemos trabajado en la ventana izquierda inferior. Se ve a la derecha de la Figura 7.9, los cinco puntos representan cada uno de las capas, y en las cinco capas hemos realizado la misma distribución lineal de espesores.

Con todos estos datos ya tenemos la geometría de nuestra turbina. Decir que los ángulos complementarios beta que hemos introducido, tienen un error de medio grado con los calculados, debido a que BladeGen solo permite la entrada de números enteros, pero dicho error a nivel de simulación no va a ser perjudicial.

La geometría obtenida es la siguiente:

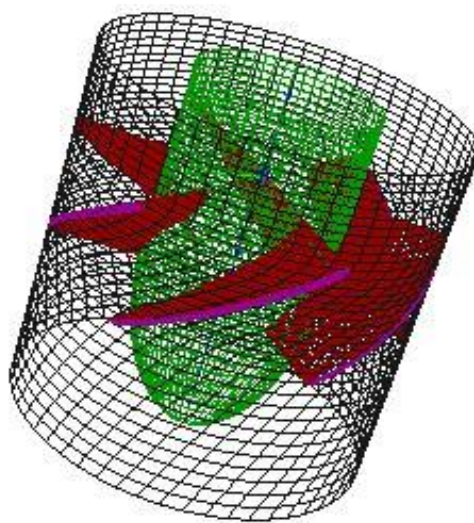


Figura 6.11: Resultado de la geometría de la turbina con filtro "Meshed" en BladeGen.

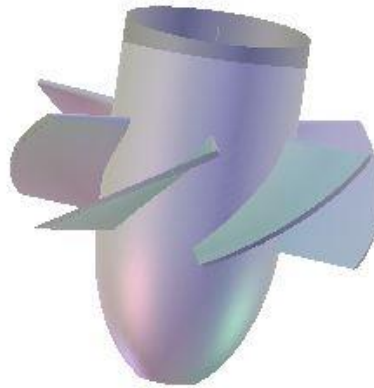


Figura 6.12: Resultado de la geometría de la turbina con filtro "Shaded" en BladeGen.

A continuación vemos la región espacial de uno de los álabes de nuestra turbina:

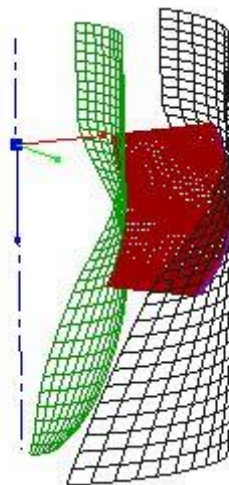


Figura 6.13: Región de un álabe con el filtro "Meshed" en BladeGen.

6.2. PROCESO DE MALLADO

Una vez concluido el apartado de la generación de la geometría, se procede al mallado. Es un proceso de gran importancia y dependiendo de la calidad de este, se obtendrán unos datos más precisos posteriormente. He usado el módulo TurboGrid, que forma parte de Ansys, que usa los valores provenientes de BladeGen (esta es una de las ventajas de no haber importado la geometría de un programa externo), que genera una malla de gran calidad. Aunque se podría haber usado otro componente llamado Mesh, que es más genérico, pero también se usa para generar mallas.

Una de las virtudes ya mencionadas, es que debido a la simetría de la turbina, el propio TurboGrid selecciona la región equivalente al flujo de uno solo de los álabes, donde se realizará el análisis, y posteriormente se extrapolará el resultado a la región total. Esto es muy beneficioso ya que al centrarse los cálculos en una sola región de álabes, computacionalmente el trabajo es mucho más reducido, y se podrá alcanzar una precisión mayor.

Inicialmente, TurboGrid puede dar un error en el que te dice que los datos del hub y el shroud se exceden de los datos idóneos de trabajo de TurboGrid. Para solucionarlo simplemente debemos ir a Machine Data, en la ventana izquierda, y en Base Units, poner metros.

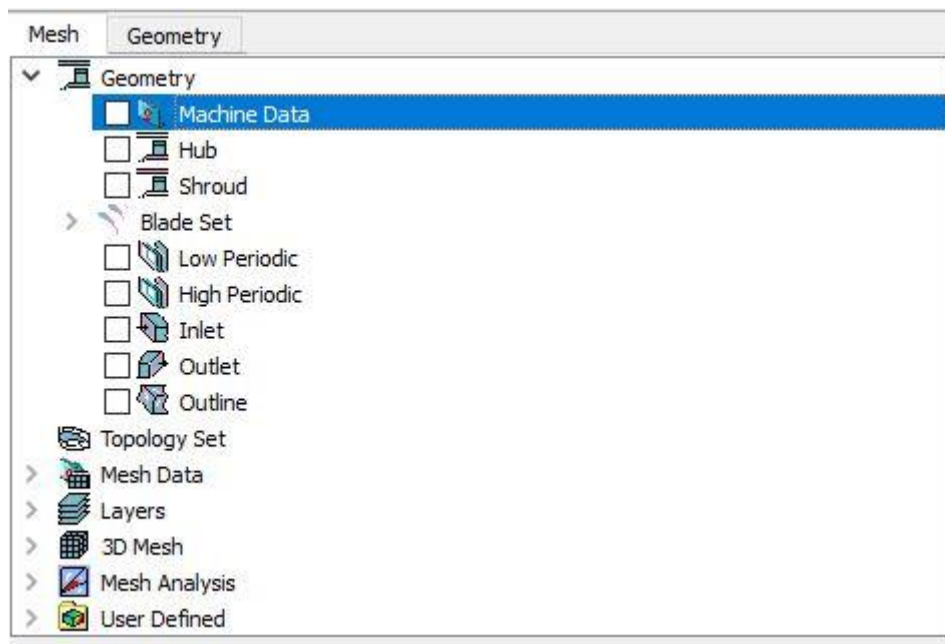


Figura 6.14: Interfaz de trabajo en TurboGrid.

Inicialmente se nos mostrará la región del álabes que el programa automáticamente recoge para comenzar el proceso:

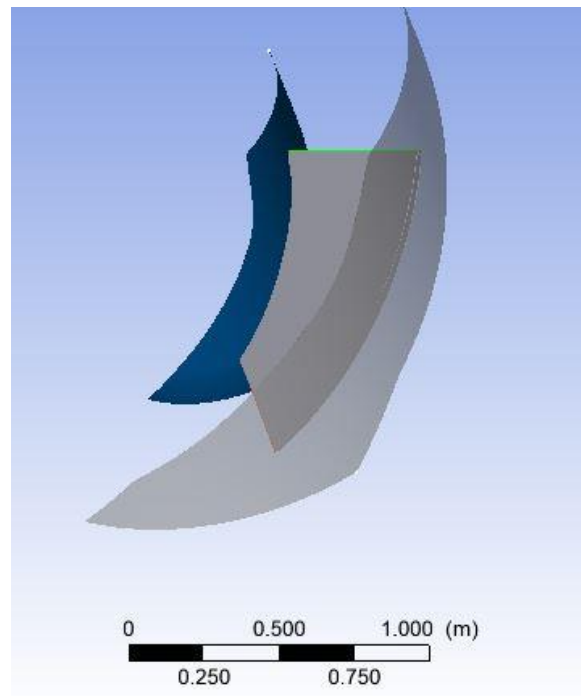


Figura 6.15: Vista inicial de la región de un solo álabe en TurboGrid.

De manera automática el programa realiza un mallado bidimensional entre dos layers creados por defecto. Estos layers representan capas, y se corresponden con el hub y el shroud. Manualmente voy a agregar otros tres layers equiespaciados entre los dos ya creados, para ayudar al guiado del mallado de forma aún más precisa.

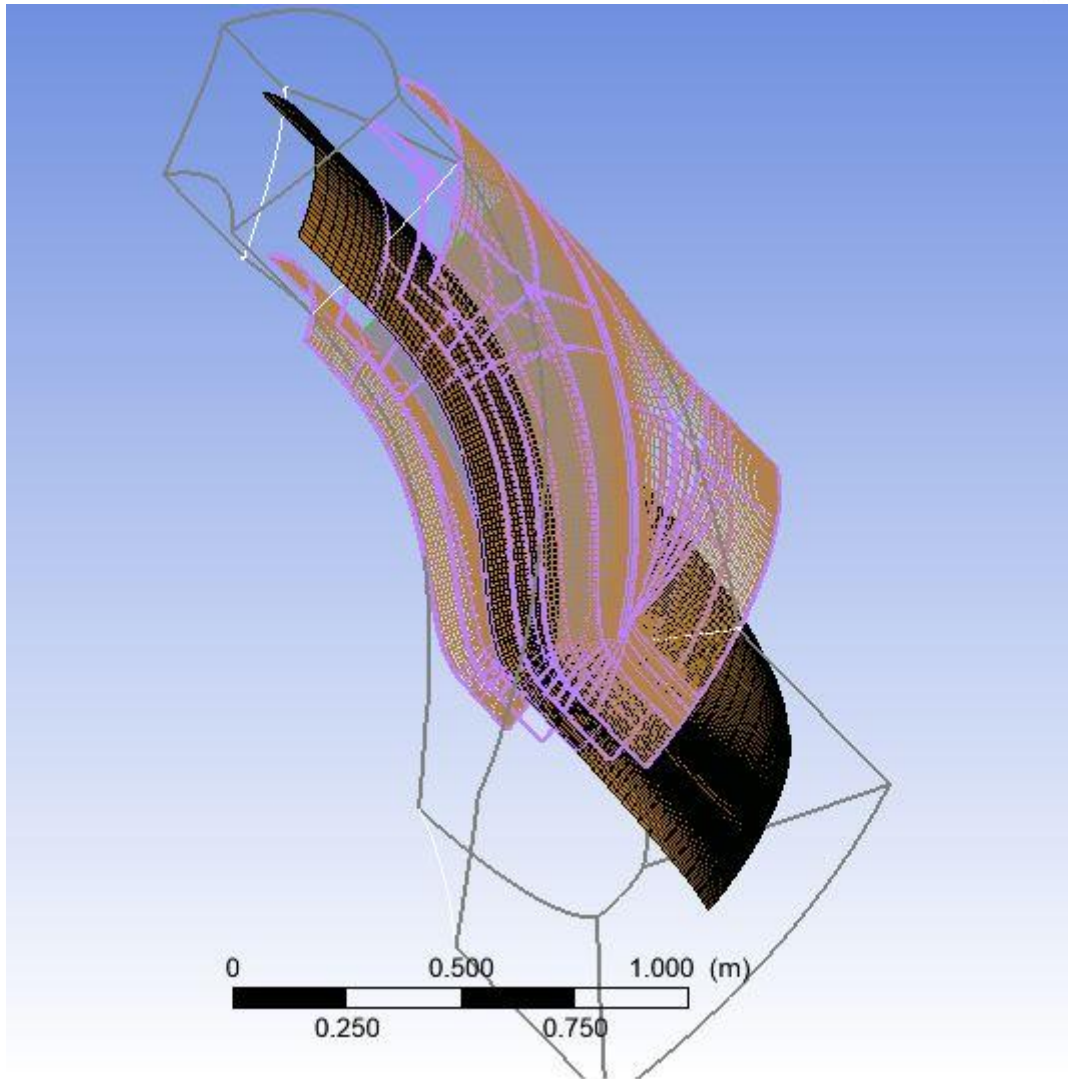


Figura 6.16: Malla bidimensional generada, junto a los 5 layers.

A continuación hay que generar la malla tridimensional en la pestaña 3D Mesh en la ventana izquierda. Al crearse, puede salir un error en el apartado Mesh Data. Para resolver este problema, aprovechamos también para mejorar el mallado de nuestro rodete aumentando el número de volúmenes generados, siendo así el mallado, más fiel al modelo. Esto se soluciona entrando en el apartado Mesh Data, aumentando el valor de Size Factor, que estará de forma predeterminada en 1. Yo lo he subido a 1,2 solucionándose el error, y aumentando la cantidad de volúmenes, que es para lo que sirve dicho Size Factor.

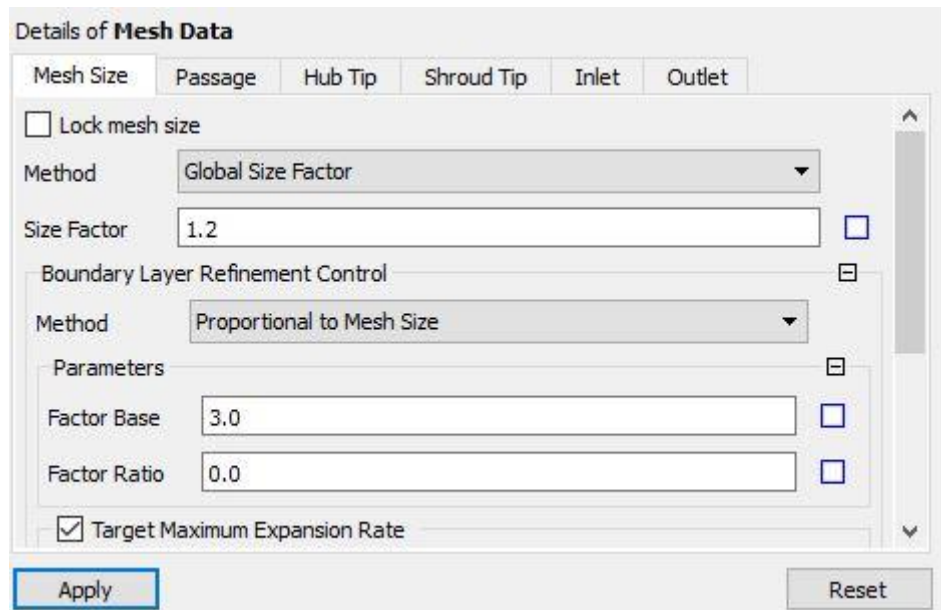


Figura 6.17: Variación de la cantidad de volúmenes mediante Size Factor.

El mallado tridimensional quedará de la siguiente forma:

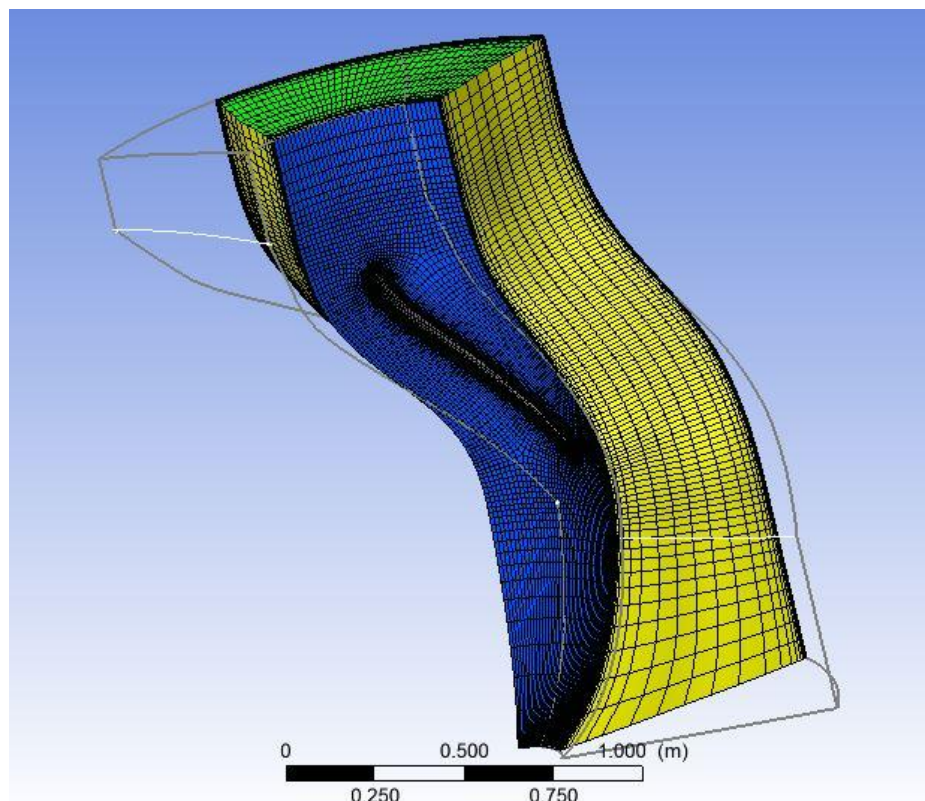


Figura 6.18: Mallado de la región de un solo álabe (Vista 1).

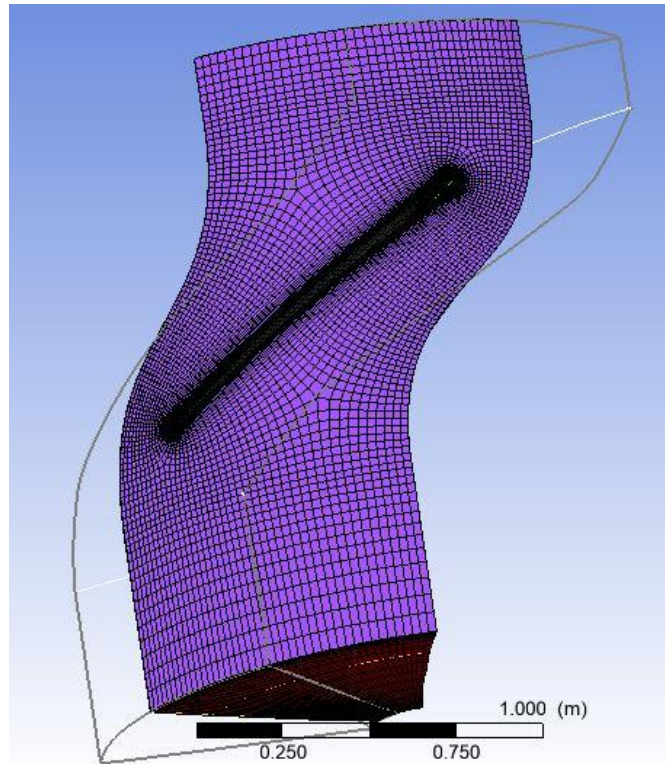


Figura 6.19: Mallado de la región de un solo álabe (Vista 2).

El propio TurboGrid nos da la opción de ver el mallado de la geometría por completo:

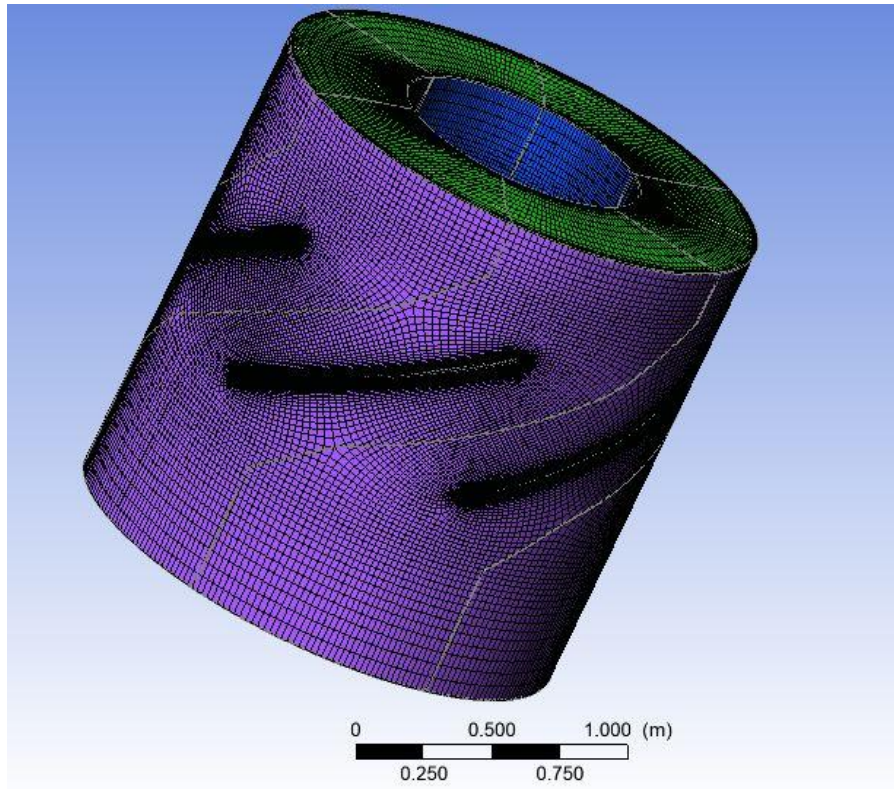


Figura 6.20: Mallado de la región completa.

Podemos ver el número de componentes y su distribución de nuestro mallado en la pestaña 3D Mesh:

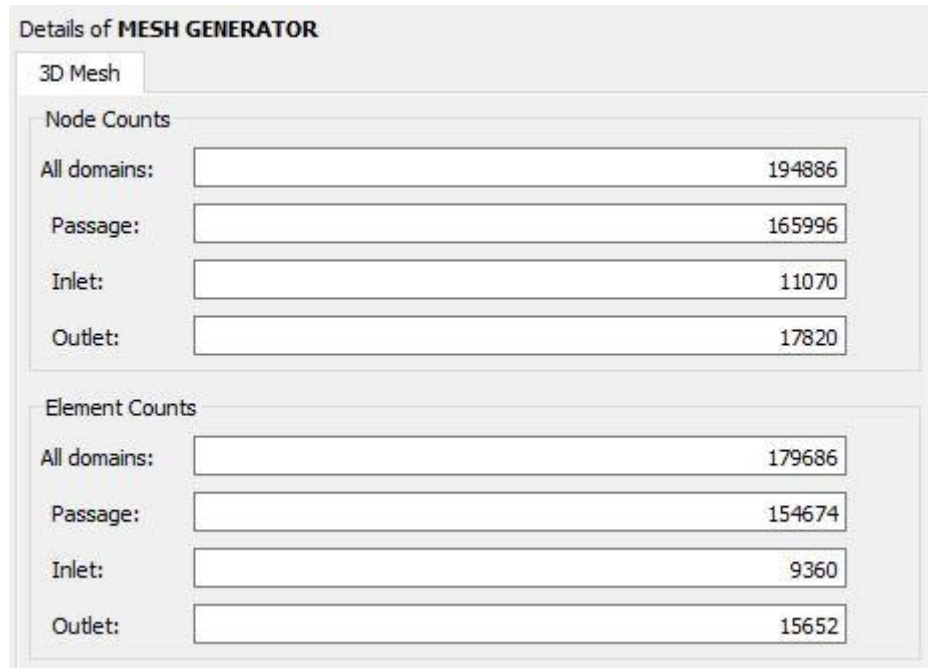


Figura 6.21: Número de nodos y elementos, y su distribución.

Finamente podemos comprobar la calidad de nuestro mallado en la pestaña Analysis:

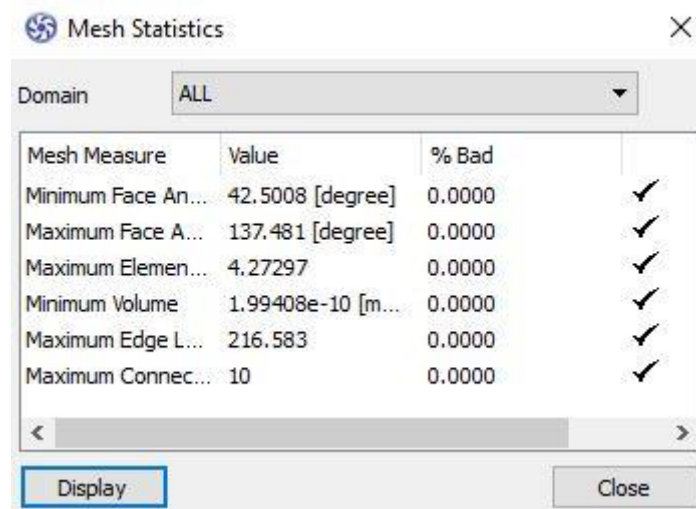


Figura 6.22: Calidad de la malla.

6.3. SIMULACIÓN MEDIANTE FLUENT

Procedemos compartiendo los datos obtenidos tanto en BladeGen como en TurboGrid con el módulo de trabajo que nos va a ayudar con la simulación, denominado Fluent, donde su solver hallará una solución que se parezca a las condiciones reales operativas de nuestra turbina Kaplan.

El Setup del solver de Fluent se configura siguiendo unos pasos. El primero será la configuración “General”, donde seleccionaremos un tipo de resolución Pressure-Based, es decir, una solución basada en métodos de presión, para fluidos incompresibles. Adicionalmente damos valor a la gravedad verticalmente.

Figura 6.23: Configuración General del solver de Fluent.

Las velocidades se tratarán en valor absoluto debido a que al fluido no se le impone movimiento en la mayoría del flujo, como se verá posteriormente. Agregar que estamos ante un problema estacionario donde las condiciones no varían con el tiempo.

Ahora procedemos a definir los modelos que vamos a usar para hallar la solución, que en nuestro caso va a ser un único modelo llamado “Viscous”. Dentro de este

modelo hay varios apartados, correspondientes a modelos de turbulencia. Yo he trabajado con k-epsilon y con k-omega, llegando a resultados similares, pero en lo que resta de trabajo, voy a proceder con los datos recopilados mediante el modelo de viscosidad k-epsilon. Seleccionamos *Realizable* lo que aplicará una serie de restricciones a los flujos turbulentos, y seleccionamos también *Standard Wall Functions*. Además vamos a añadir una corrección de curvatura que nos ofrece este modelo.

Viscous Model

Model

- ☐ Inviscid
- ☐ Laminar
- ☐ Spalart-Allmaras (1 eqn)
- ☒ k-epsilon (2 eqn)
- ☐ k-omega (2 eqn)
- ☐ Transition k-kl-omega (3 eqn)
- ☐ Transition SST (4 eqn)
- ☐ Reynolds Stress (7 eqn)
- ☐ Scale-Adaptive Simulation (SAS)
- ☐ Detached Eddy Simulation (DES)
- ☐ Large Eddy Simulation (LES)

k-epsilon Model

- ☐ Standard
- ☐ RNG
- ☒ Realizable

Near-Wall Treatment

- ☒ Standard Wall Functions
- ☐ Scalable Wall Functions
- ☐ Non-Equilibrium Wall Functions
- ☐ Enhanced Wall Treatment
- ☐ Menter-Lechner
- ☐ User-Defined Wall Functions

Options

- ☐ Curvature Correction
- ☐ Production Limiter

Model Constants

C2-Epsilon

1.9

TKE Prandtl Number

1

TDR Prandtl Number

1.2

User-Defined Functions

Turbulent Viscosity

none

Prandtl Numbers

TKE Prandtl Number

none

TDR Prandtl Number

none

Figura 6.24: Ventana de configuración del modelo de viscosidad k-epsilon.

Ansys Fluent nos aporta de manera predeterminada aire como fluido, pero nosotros vamos a usar agua líquida, por lo que en la pestaña de “Materials”, accedemos a la

biblioteca de Fluent y lo seleccionamos, y vemos que ya viene con sus respectivas características.

Figura 6.25: Selección del material de trabajo de la base de datos de Fluent.

Lo siguiente va a ser trabajar con la pestaña “Cell Zone Conditions”, donde se establecerá el movimiento del fluido en cada una de las zonas de trabajo. Dichas zonas son, Inlet, Outlet, y Passage-main, que son la entrada, salida y zona de paso o zona donde se encuentran los álabes, respectivamente. En las tres zonas seleccionamos Frame Motion, lo que significa que el fluido está en movimiento en las todo el recorrido, pero solo imponemos movimiento de rotación en la zona donde se encuentran los álabes, es decir, en Passage-main. Para esto, introducimos el valor 200 rpm calculado en el Anexo. Podemos cambiar las unidades de la velocidad angular en el Display de Fluent si nos hace falta.

Fluid

Zone Name
passage-main

Material Name water-liquid Edit...

☒ Frame Motion ☐ 3D Fan Zone ☐ Source Terms
☐ Mesh Motion ☐ Laminar Zone ☐ Fixed Values
☐ Porous Zone

Reference Frame Mesh Motion Porous Zone 3D Fan Zone Embedded LES Reaction Source Terms Fixed Values Multiphase

Relative Specification UDF
Relative To Cell Zone absolute Zone Motion Function none

Rotation-Axis Origin
X (m) 0 constant
Y (m) 0 constant
Z (m) 0 constant

Rotation-Axis Direction
X 0 constant
Y 0 constant
Z 1 constant

Rotational Velocity
Speed (rpm) 200 constant
Copy To Mesh Motion

Translational Velocity
X (m/s) 0 constant
Y (m/s) 0 constant
Z (m/s) 0 constant

OK Cancel Help

Figura 6.26: Configuración de las características en la región que delimita los álabes.

Una vez realizada la configuración de la “Cell Zone Conditions”, empezaremos a trabajar en la pestaña de “Boundary Conditions”, donde estableceremos diferentes condiciones de contorno dependiendo de la región.

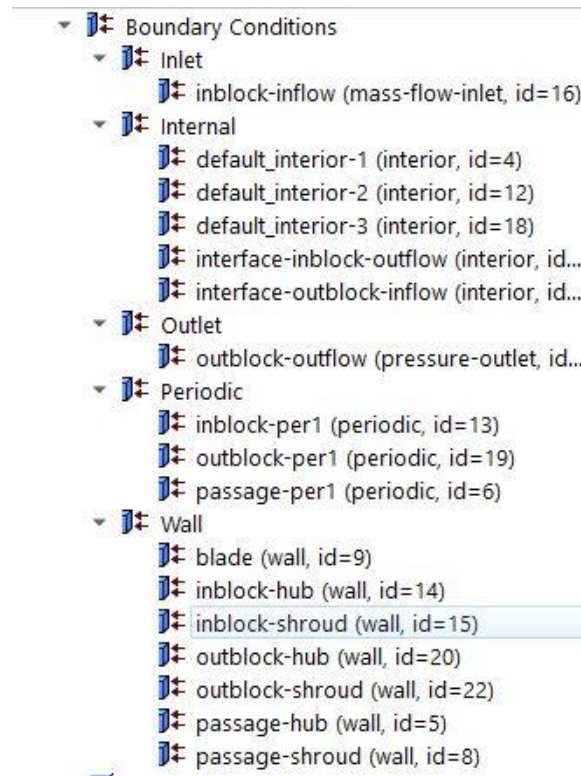


Figura 6.27: Diferentes zonas y sus condiciones de contorno.

La superficie de entrada, cuyo nombre por defecto es “Inblock-Inflow” será configurada cambiando el tipo de condiciones a Flujo Másico (mass-flow-inlet). Teniendo en cuenta, que el flujo másico de nuestro proyecto es de 20000 kg/s, dividiremos dicho valor entre el número de álabes de la turbina, teniendo $Q=3333,33\text{kg/s}$. Esto lo hacemos, ya que en Fluent vamos a trabajar con la región de un solo álabe ya que computacionalmente es mucho más sencillo, y posteriormente extrapolaremos los datos para el total de la turbina. Además, debemos introducir las componentes unitarias de la dirección de dicho flujo másico, también halladas en el Anexo.

Mass-Flow Inlet

Zone Name
inblock-inflow

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase Potential UDS

Reference Frame Absolute

Mass Flow Specification Method Mass Flow Rate

Mass Flow Rate (kg/s) 3333.33 constant

Supersonic/Initial Gauge Pressure (pascal) 0 constant

Direction Specification Method Direction Vector

Coordinate System Cylindrical (Radial, Tangential, Axial)

Radial-Component of Flow Direction 0 constant

Tangential-Component of Flow Direction 0.405 constant

Axial-Component of Flow Direction 0.914 constant

Turbulence

Specification Method Intensity and Viscosity Ratio

Turbulent Intensity (%) 5 P

Turbulent Viscosity Ratio 10 P

OK Cancel Help

Figura 6.28: Configuración de las condiciones de contorno de la región de entrada del flujo.

Para las regiones tipo “Wall” (todas vienen así de manera predeterminada), haremos una división. Para el álabe (blade), y las regiones intermedia del hub, y la cubierta cónica del rodete, configuraremos el movimiento que poseen activando Moving Wall, Rotational, Relative to Adjacent Cell Zone, con lo que poseerán la velocidad de rotación que le concedimos antes a la región Passage-main (200rpm).

Wall

Zone Name
inblock-hub

Adjacent Cell Zone
inlet

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase UDS Wall Film Potential

Wall Motion
☐ Stationary Wall
☒ Moving Wall

Motion
☒ Relative to Adjacent Cell Zone
☐ Absolute
 Speed (rad/s) 0 constant
☐ Translational
☒ Rotational
☐ Components

Rotation-Axis Origin
 X (m) 0
 Y (m) 0
 Z (m) 0

Rotation-Axis Direction
 X 0
 Y 0
 Z 1

Shear Condition
☒ No Slip
☐ Specified Shear
☐ Specularity Coefficient
☐ Marangoni Stress

Wall Roughness
 Roughness Models
☒ Standard
☐ High Roughness (Icing)

Sand-Grain Roughness
 Roughness Height (m) 0 constant
 Roughness Constant 0.5 constant

OK Cancel Help

Figura 6.29: Configuración de las regiones del álabe, cubierta cónica y parte intermedia del hub.

El resto de zonas de la región de paso del flujo, que serán la parte superior del hub, y todas las partes del shroud, las configuraremos con el tipo “Wall”, como las anteriores, pero seleccionamos Stationary Wall, ya que las consideraremos estáticas para la simulación.

Finalmente nos queda la región de salida, en mi caso denominada por defecto “Outblock-outflow”, la cual vamos a configurar con la tipología “Presión” en este caso, y dejaremos los datos de las presiones que este menú de configuración trae inicialmente.

Figura 6.30: Configuración de las condiciones de contorno de salida.

Como ya hemos comentado, estamos trabajando solo con la región de uno de los seis álabes, por lo que, el siguiente paso va a ser una configuración manual en la consola de Fluent, donde cambiaremos las zonas laterales de la región de nuestro álabe para convertirlas en periódicas. Entramos a la consola, y con el número de identificación que Fluent le ha otorgado a cada región, procedemos con los siguientes comandos:

```
Console

/mesh/modify-zones> make-periodic
Periodic zone [()] 13
Shadow zone [()] 17
Rotational periodic? (if no, translational) [yes] yes
Create periodic zones? [yes] yes

zone 17 deleted
```

Figura 6.31: Creación de regiones periódicas.

Este comando habrá que introducirlo tres veces, una para cada una de las tres regiones (Inlet, Outlet y Passage-Main).

Ahora podremos ver como Fluent interpreta las condiciones de contorno que hemos introducido con diferentes colores en la pantalla de la derecha.

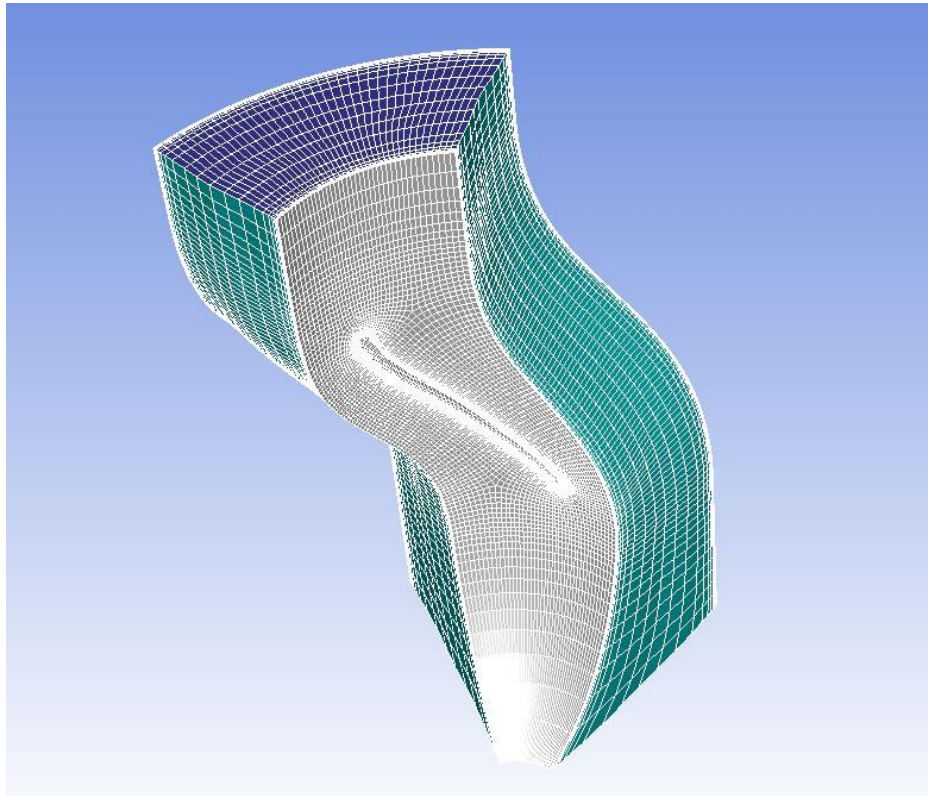


Figura 6.32: Representación 3D de la región de trabajo en Fluent.

Se procede ahora a la selección del método de resolución que se va a emplear en el cálculo, variando la precisión y la convergencia de los resultados dependiendo del método usado. Para eso, vamos a la pestaña “Solution Methods”, y en el apartado Pressure-Velocity Coupling, en nuestro caso, hemos seleccionado SIMPLE, que usa un algoritmo que relaciona la corrección de la presión y la velocidad, forzando la conservación de la masa, obteniendo así un campo de presiones. Seleccionamos después Last Squares Cell Based, y el resto de parámetros, los dejamos en Second Order.

Solution Methods

Pressure-Velocity Coupling

Scheme

SIMPLE

Spatial Discretization

Gradient

Least Squares Cell Based

Pressure

Second Order

Momentum

Second Order Upwind

Turbulent Kinetic Energy

Second Order Upwind

Specific Dissipation Rate

Second Order Upwind

Figura 6.33: Métodos de solución para los cálculos.

Para finalizar esta parte de configuración de los cálculos, entramos en la pestaña “Controls”, donde podremos trabajar con los factores de relajación, para llegar y mejorar la convergencia de los resultados. Dichos factores de relajación, dotan a cada variable física de una valoración entre 0 y 1. Podremos disminuir estos valores en el caso de que alguna variable no converja.

Solution Controls

Under-Relaxation Factors

Pressure	<input type="text" value="0.3"/>
Density	<input type="text" value="1"/>
Body Forces	<input type="text" value="1"/>
Momentum	<input type="text" value="0.7"/>
Turbulent Kinetic Energy	<input type="text" value="0.8"/>
Turbulent Dissipation Rate	<input type="text" value="0.8"/>
Turbulent Viscosity	<input type="text" value="1"/>

Figura 6.34: Configuración de los factores de relajación.

Llegados a este punto, guardamos el avance que hemos realizado con el proyecto, y procedemos a inicializar la solución mediante “Solution Initialization”, proceso que realizará una serie de iteraciones iniciales, para comprobar que los residuos alcancen un valor mínimo de precisión que nos garantice una buena solución una vez finalizada la simulación. Como apoyo adicional, metemos el siguiente comando en la consola, lo que nos mejora dicha inicialización notablemente:

```

/solve/initialize> fmg-initialization
Enable FMG initialization? [no] yes

Creating multigrid levels...
Grid Level 0: 179686 cells, 549141 faces, 192591 nodes; 3 clusters
Grid Level 1: 21394 cells, 282890 faces, 192591 nodes; 3 clusters
Grid Level 1: 21394 cells, 103121 faces, 192591 nodes
Grid Level 2: 4579 cells, 194892 faces, 192591 nodes; 3 clusters
Grid Level 2: 4579 cells, 29094 faces, 192591 nodes
Grid Level 3: 1157 cells, 149359 faces, 192591 nodes; 3 clusters
Grid Level 3: 1157 cells, 8366 faces, 192591 nodes
Grid Level 4: 313 cells, 117525 faces, 192591 nodes; 3 clusters
Grid Level 4: 313 cells, 2446 faces, 192591 nodes
Grid Level 5: 87 cells, 92866 faces, 192591 nodes; 3 clusters
Grid Level 5: 87 cells, 683 faces, 192591 nodes

FMG: Converge FAS on level 5

FMG: Converge FAS on level 4

FMG: Converge FAS on level 3

FMG: Converge FAS on level 2

FMG: Converge FAS on level 1
0.->1.->2.->3.->4.->5.<<<<<

FMG: Initialize flow for Segregated solution... end

```

Figura 6.35: Segunda parte de la inicialización en la consola de Ansys.

Finalmente, procedemos a la ejecución de la solución. Para esto, vamos al apartado “Run Calculations”, donde tendremos que establecer un número de iteraciones, donde seleccionaremos un número elevado (en mi caso 3000), para darle tiempo a la simulación a que llegue a una solución, aunque en mi caso, solo han hecho falta 388 iteraciones hasta que la solución a convergido con los mínimos establecidos de precisión.

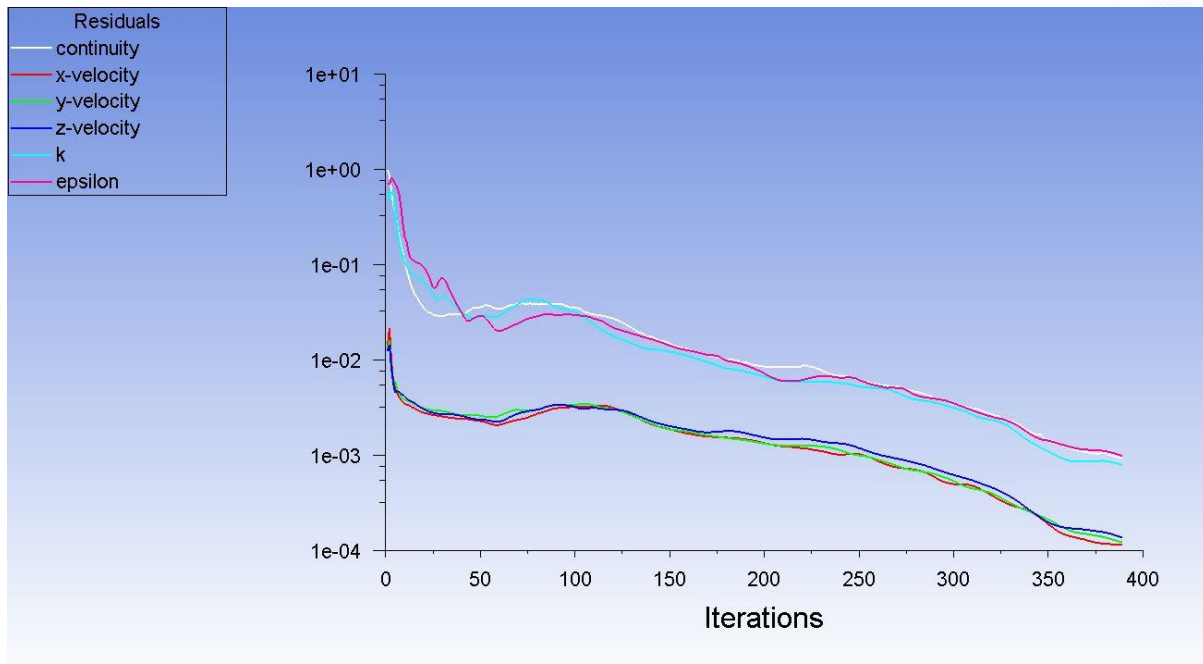


Figura 6.36: Grafica de convergencia de los residuos.

```
turbulent viscosity limited to viscosity ratio of 1.000000e+05 in 1066 cells
387 9.5203e-04 1.1079e-04 1.2244e-04 1.4108e-04 7.8890e-04 1.0069e-03 0:33:42 2613

reversed flow in 596 faces on pressure-outlet 21.

turbulent viscosity limited to viscosity ratio of 1.000000e+05 in 1070 cells
! 388 solution is converged
388 9.3155e-04 1.1041e-04 1.2103e-04 1.3899e-04 7.7494e-04 9.8916e-04 0:35:40 2612
```

Figura 6.37: Valores finales de convergencia de los residuos.

6.4. RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN

Una vez la convergencia es alcanzada, y aparentemente la simulación ha transcurrido con normalidad, hemos obtenido los datos, y vamos a proceder a operar con ellos para el estudio de varias variables y datos de interés. Todo esto se hará con el módulo de trabajo de Ansys llamado CFD-post, que es un programa de postprocesado usado tras realizar simulaciones con Fluent o CFX.

El rendimiento es uno de los parámetros más relevantes a la hora de diseñar la turbina. Como ya se ha comentado, en el programa CFD-post que usaremos, aparecen ya una serie de parámetros calculados, que nos ayudaran a hallar el rendimiento y otras características. Para esto, nos disponemos a introducir una serie de ecuaciones, usando una nomenclatura específica propia del postprocesador.

Abrimos la pestaña “Expression”, y procedemos a introducir las siguientes expresiones, para hallar diferentes parámetros que vamos a necesitar para alcanzar finalmente el rendimiento de nuestra turbina Kaplan.



Figura 6.38: Cálculo de la densidad del agua.



Figura 6.39: Cálculo del flujo másico total de la turbina.



Figura 6.40: Cálculo del caudal total a la entrada del rodete.



Figura 6.41: Cálculo de la presión a la entrada del rodete.

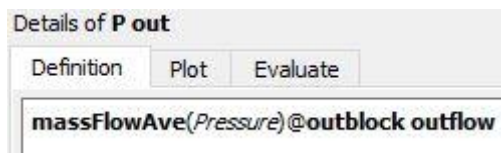


Figura 6.42: Cálculo de la presión a la salida del rodete.

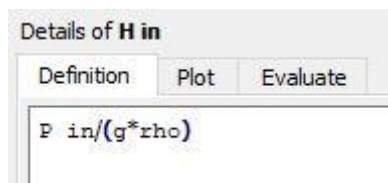


Figura 6.43: Cálculo de la altura de presión a la entrada del rodete.

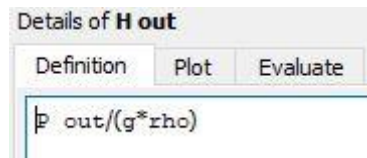


Figura 6.44: Cálculo de la altura de presión a la salida del rodete.

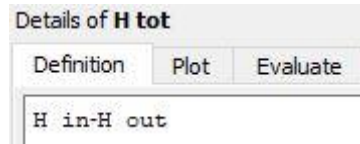


Figura 6.45: Cálculo de la altura de presión total del rodete.

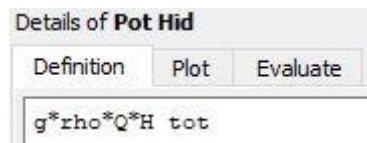


Figura 6.46: Cálculo de la potencia hidráulica.



Figura 6.47: Cálculo de la potencia de tipo mecánico transmitida al eje.



Figura 6.48: Cálculo del rendimiento en valor porcentual.

Alguno de los datos de interés que acabamos de calcular, han sido:

- Densidad: $998,2 \text{ kg/m}^3$
- Flujo másico total: 20000 kg/s
- Caudal: $20,036 \text{ m}^3/\text{s}$
- Presión a la entrada del rodete: 520501 Pa
- Presión a la salida del rodete: 2615.14 Pa
- Altura manométrica total de presión: $52,9 \text{ m}$
- Potencia hidráulica: $10,37 \text{ MW}$
- Potencia en el eje de la turbina: $9,5 \text{ MW}$

Finalmente, llegamos al parámetro de mayor interés.

- Rendimiento total de la turbina: 91,54%

Existe una tabla cuyos valores se han ido obteniendo con diversas experiencias, donde podemos comparar el valor de nuestro rendimiento, y vemos que está dentro de los valores determinados para el caudal máximo turbinado, por lo que el rendimiento de nuestra turbina tiene sentido. Si lo comparamos con los valores del rendimiento obtenidos en el Anexo, vemos que son casi idénticos.

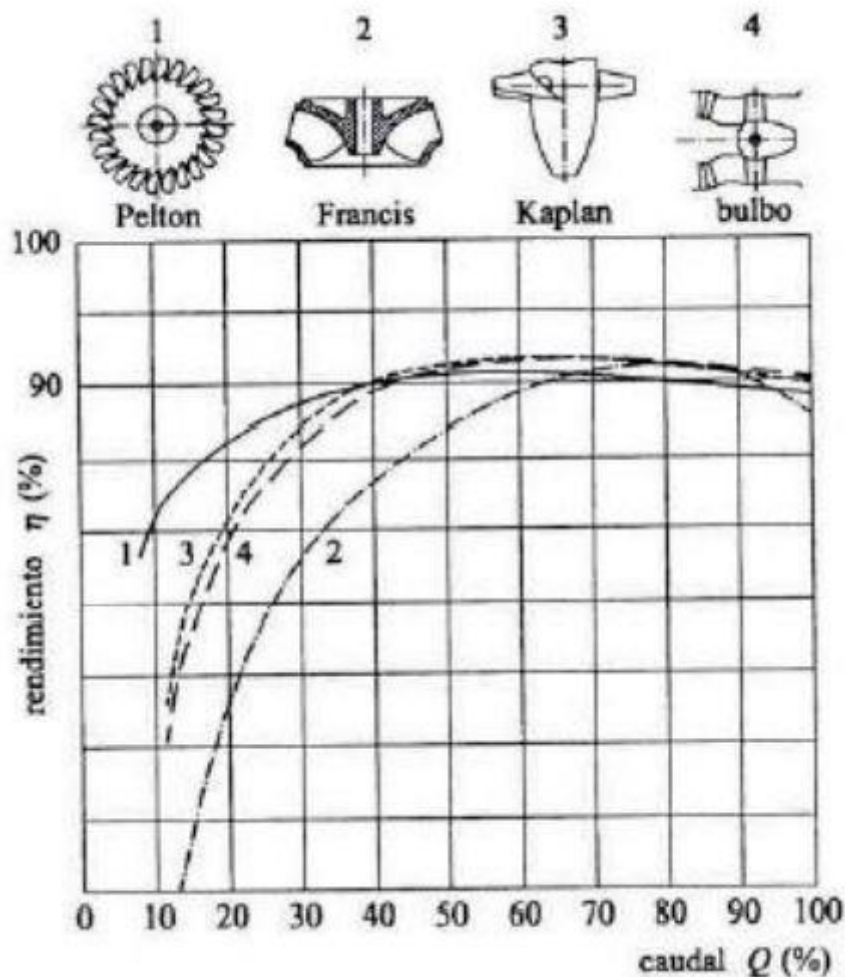


Figura 6.49: Grafica del rendimiento en distintos tipos de turbina, en función del caudal turbinado. [1]

Debemos tener en cuenta, que en este estudio del rendimiento de forma experimental, no hemos tenido en cuenta pérdidas de caudal, por lo que no hay pérdidas volumétricas. Así mismo tampoco se han tenido en cuenta fenómenos como las pérdidas por rozamiento de disco, o pérdidas debidas a accionamientos mecánicos.

Adicionalmente, el módulo de post procesado CFD-Post nos permite analizar gráficamente como se desarrollan diferentes variables que intervienen en funcionamiento de la turbina bajo el flujo de agua. A continuación se muestran algunos ejemplos:

- Presiones:

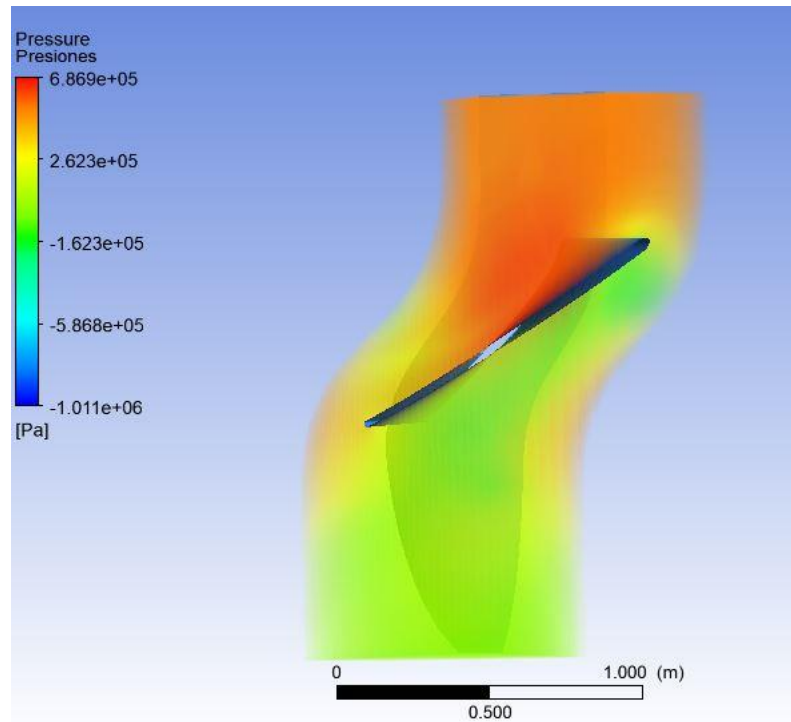


Figura 6.50: Diagrama de presiones en 3D a lo largo del rodete, junto a sus álabes.

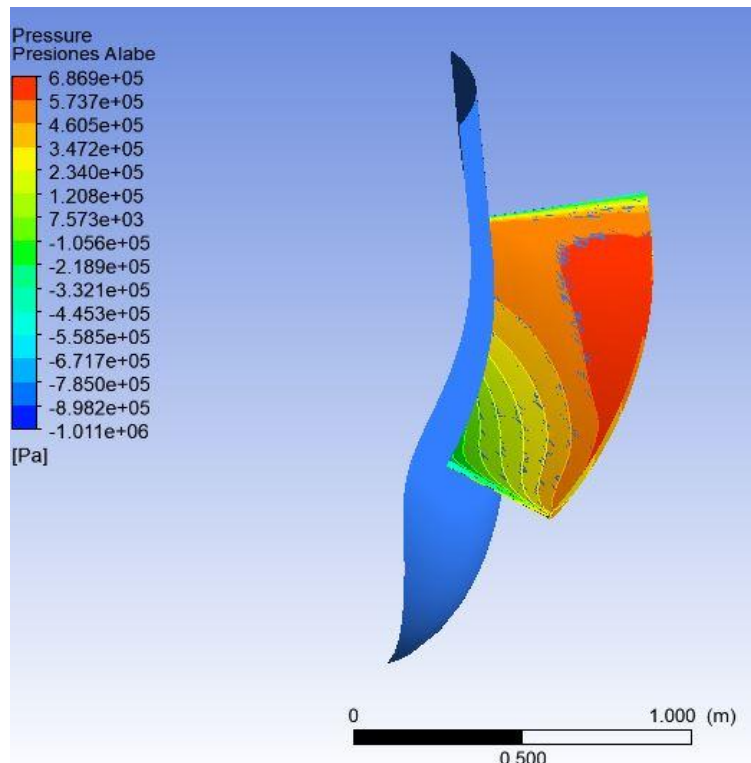


Figura 6.51: Diagrama de presiones estáticas en la superficie superior del álabe.

- Turbulencia:

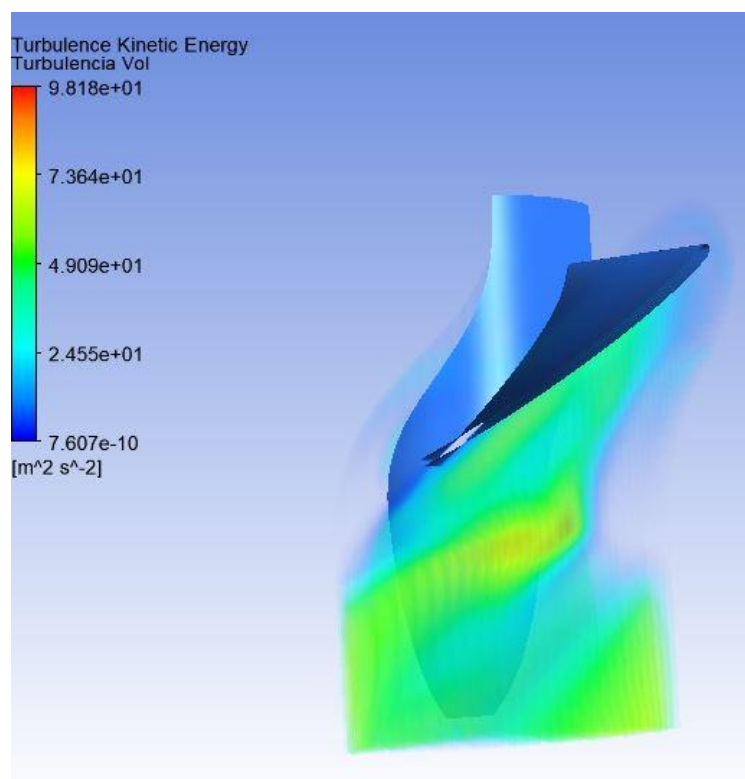


Figura 6.52: Diagrama de energía cinética turbulenta en 3D en el paso por el rodete.

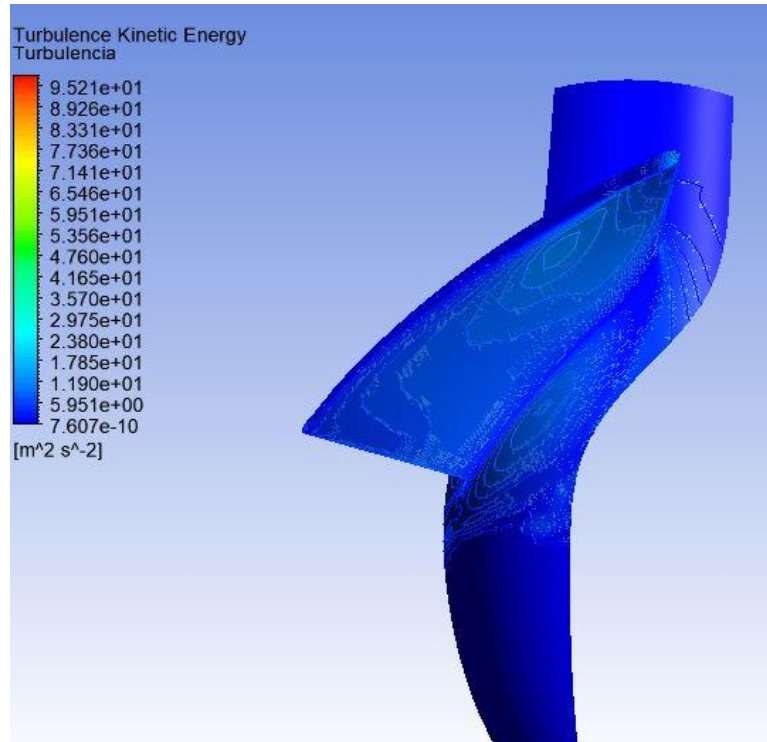


Figura 6.53: Diagrama de la energía cinética turbulenta en la superficie inferior del álabe.

7. CONCLUSIONES DEL ESTUDIO

El estudio que se ha realizado en este proyecto sobre una turbina Kaplan, haciendo uso de las herramientas que nos ofrece la dinámica de fluidos computacional, ha dejado claro la necesidad en la actualidad del uso de este tipo de aplicaciones. Sobre todo, se ve la importancia de su uso, en la gran precisión en los resultados, para tan complejo problema. La existencia de CFD deja obsoleto el estudio experimental de este tipo de problemas donde se ven involucrados flujos, con tantas características a tener en cuenta para un estudio riguroso.

El software Ansys, con el que he trabajado durante todo el proyecto, tiene una capacidad enorme, abarcando gran cantidad de áreas, procesos, condiciones de contorno, diferentes modelos para un mismo problema, etc. Empezando por la extensión BladeGen, que no deja de ser otro software dentro de Ansys, y que sin ser de los mejores programas de modelado de geometrías, tiene grandes virtudes debido a que es un software muy específico dedicado al trabajo con turbomaquinas. Tras la realización de bocetos y pruebas en otros programas de diseño 3D como son AutoCad Inventor y Solidworks, pero finalmente la precisión que alcanzas mediante BladeGen, que es bastante notable, sumado con la gran sinergia que existe posteriormente con otros módulos del Ansys, hizo que me quedara con este. Y es que Ansys ofrece una gran facilidad de trabajo en distintos puntos, pudiendo trabajar en paralelo o en serie con todos los programas, creándose flujogramas de trabajo, donde se van actualizando los datos en los diferentes puntos del proceso dependiendo de los cambios que vayas realizando.

Para poder llevar a cabo este proyecto, se han invertido gran cantidad de horas en comprender conceptualmente los principios de CFD, además del aprendizaje en el uso del software Ansys, ya que al inicio de este trabajo, no tenía nociones de ninguno de los dos conceptos. Dicho esto, al haber ido avanzando y aprendiendo a usar Ansys, a la par que muchos conceptos del CFD, sobre todo en la parte de las simulaciones con Fluent, puedo volver a remarcar la gran complejidad y extensión que tiene este potente software. Y es que, para llevar a cabo las simulaciones en Fluent, como se explicó en su respectivo apartado, se han usado solamente un par de modelos de turbulencia, existiendo una gran cantidad de estos, con sus respectivas variaciones y

especificaciones en todos ellos. A su vez, dichos modelos atienden solamente a la viscosidad, y no se han habilitado modelos de otro tipo que no sean viscosos en ningún momento. Aun así, el cálculo de los residuos fue concienzudo y complejo, comprobando que ligeros cambios, tanto en condiciones iniciales, como en factores de relajación del modelo, para varios modelos diferentes, generaban notables cambios en los resultados arrojados. Todo esto no hace más que generar énfasis en la gran cantidad de opciones y parámetros que te ofrece Ansys para trabajar, de una manera súper precisa.

Por todo esto, nosotros hemos usado una pequeña parte de todo lo que nos ofrece este software, ya que ahondar más hubiese llevado mucho tiempo. Esto se ha visto reflejado en los resultados finales, que son muy similares a los calculados teóricamente, pero con ligeras variaciones, debidas tanto a la precisión de los cálculos, como a los modelos de trabajo de CFD usados. Aun así, son resultados muy razonables, y no suponen ningún inconveniente. Con los datos obtenidos se ha realizado finalmente el análisis de la eficiencia de la turbina Kaplan, y de diferentes comportamientos que sufre esta, debido al flujo que circula, y que se vuelve turbulento. Apoyándonos desde el principio en la central hidroeléctrica de Antella-Escalona, la cual elegí porque quería realizar el estudio basándome en una central de la geografía española.

En el proyecto se ha querido hacer una introducción al CFD y su importancia en la actualidad en el ámbito hidroeléctrico, siendo prácticamente imprescindible su uso, debido al ahorro en lo que se refiere a grandes cantidades de tiempo y de dinero. Podemos concluir entonces, en la importancia de la inversión en nuevas tecnologías, cada vez más precisas, que sirven de gran apoyo en el mundo de la ingeniería. Tecnologías que están en continuo desarrollo, y cada vez son más refinadas.

8. ANEXO: CÁLCULOS

A continuación procederemos con los cálculos necesarios para poder hallar las diferentes dimensiones y magnitudes de la turbina necesarias para el diseño y simulación de esta. Los datos de partida vendrán de los ofrecidos por la Central Hidroeléctrica fluyente de Antella-Escalona. Como ya se comentó anteriormente, dicha central posee dos turbinas Kaplan de eje vertical, pero nosotros trabajaremos solamente con una de ellas, en este caso, la turbina pequeña, de la que posteriormente se darán los datos. Haremos uso de todos los conceptos expuestos en los anteriores apartados para hallar el dimensionamiento del rodete y los álabes entre otras cosas.

Una vez concluido este anexo, se usarán los datos obtenidos para el desarrollo del diseño y simulación de nuestra turbina Kaplan, llegando al final a unos resultados de eficiencia donde podremos valorar las diferentes mejoras que se podrían aplicar.

8.1. CÁLCULO DE LAS POTENCIAS

Para comenzar este proceso, necesitamos los datos de caudal y altura, en este caso usaremos los de la central de Antella-Escalona, además tomaremos los siguientes valores de densidad del agua y gravedad:

$$Q = 20 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H_n = 9 \text{ m}$$

$$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

Partiendo de estos valores, la potencia teórica de nuestra turbina será:

$$P_{\text{teórica}} = Q \cdot g \cdot \rho \cdot H_n = 1765,8 \text{ kW}$$

Sabemos que la potencia instalada correspondiente a la turbina pequeña es:

$$P_{\text{instalada}} = 1596 \text{ kW}$$

Para continuar, vamos a considerar el siguiente rendimiento eléctrico, a causa de las pérdidas debidas a la maquinaria, basándonos en proyectos de características similares:

$$\eta_{\text{elec.}} = 0,96$$

Consideramos esto ya que debemos asegurar una potencia de generación mínima. A continuación estamos en disposición de calcular dicha potencia, que será la potencia útil:

$$P_u = \frac{P_{\text{instalada}}}{\eta_{\text{elec.}}} = \frac{1596 \text{ kW}}{0,96} = 1662,5 \text{ kW}$$

Habrà que considerar adicionalmente que debido al rozamiento mecánico en las turbomaquinas se producirán pérdidas, que son de un valor elevado. En este caso vamos a suponer un valor de estas del 5%, con lo que finalmente podremos calcular la potencia interna que suministra nuestro rodete:

$$P_{\text{interna}} = P_u \cdot (1 + 0,05) = 1662,5 \cdot 1,05 = 1745,63 \text{ kW}$$

Obtenidas estas potencias que satisfacen los mínimos exigibles podemos proceder al cálculo de las diferentes partes de la turbina.

8.2. CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES DEL RODETE

Para los siguientes cálculos nos apoyaremos recurrentemente en la ecuación de Euler para turbomaquinas, ya que gracias a ella hallaremos los diferentes datos de los ángulos de incidencia y salida en los álabes. Adicionalmente nos permitirá calcular las diferentes velocidades operativas que necesitaremos para conocer los ángulos en cada sección. Cabe destacar que como estamos haciendo uso de la teoría de álabes infinitos, posteriormente se concretarán otros parámetros del rodete.

Lo primero que vamos a definir es una relación geométrica entre el diámetro exterior de los álabes y el interior del cubo, debido a que hay que definir ciertas restricciones en el diseño.

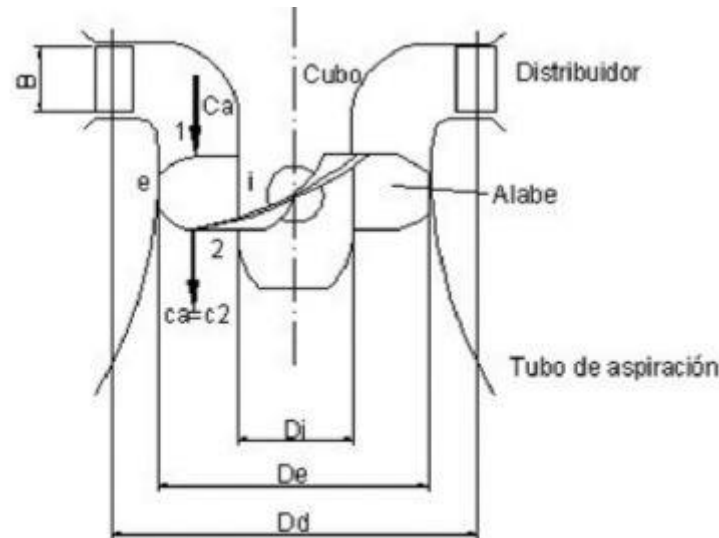


Figura 8.1: Esquema y principales características geométricas de la turbina Kaplan. [6]

Para dicha relación tomaremos en cuenta la información que viene dada por Adolph y F. Schweiger, donde dicho valor tomaría valores entre $0,35 < v < 0,67$ que dependerá de las revoluciones específicas. Por sencillez tomaremos el siguiente valor:

$$v = \frac{D_i}{D_e} = 0,5$$

La siguiente restricción se denomina coeficiente de proporcionalidad entre energía cinética y energía de presión, para el cual asumiremos el siguiente valor:

$$\xi = 0,4$$

La expresión que nos permite calcular el valor de la velocidad absoluta del fluido cuando entra en la turbina es la siguiente:

$$c_1 = \sqrt{H_n \cdot 2g \cdot (1 - \xi)} = \sqrt{9 \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot (1 - 0,4)} = 10,29 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La velocidad tangencial de nuestro rodete, a la que denominaremos u , será de igual valor en la salida y la entrada. Esto se debe al carácter axial del eje de la turbina, y que el fluido no posee componente radial. Adicionalmente, hay que recordar que al tratarse de una turbina Kaplan, para maximizar el rendimiento de esta, el ángulo de salida del agua deberá ser de 90° con u_2 . Debido a esto, la velocidad absoluta del agua a la salida, será igual a su proyección en la dirección axial.

$$u = u_1 = u_2$$

$$\alpha_2 = 90^\circ$$

$$c_2 = c_{2m}$$

El valor, en el extremo del rodete, de la velocidad tangencial, depende del coeficiente $Ku = 1,5$. Por tanto, el valor de dicha velocidad tangencial vendrá dado por la siguiente expresión:

$$u \approx Ku \cdot \sqrt{H_n \cdot 2 \cdot g} = 1,5 \cdot \sqrt{9 \cdot 2 \cdot 9,81} = 19,93 \frac{m}{s}$$

Ya podemos proceder al cálculo del diámetro exterior del rodete, debido a que ya conocemos la potencia que suministra el rodete y la relación de velocidades, con lo que, considerando las ecuaciones de Euler y la de caudal (que irá en función de la sección de entrada en el rodete y la velocidad c_{m1}) y teniendo en cuenta las diferentes restricciones planteadas en los cálculos anteriores, tendremos:

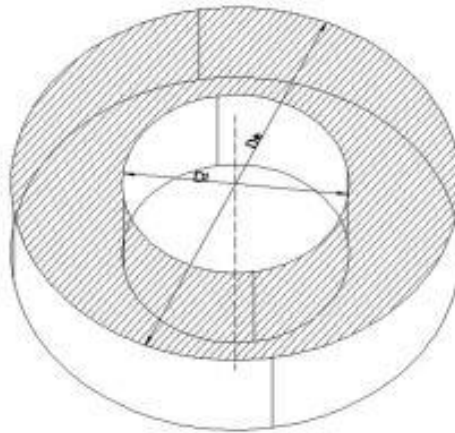


Figura 8.2: Sección de la entrada al rodete. [14]

$$c_{m1} = c_1 \cdot \text{sen}(\alpha_1)$$

$$c_{m1} = c_{m2} = c_2$$

$$P_{\text{interna}} = Q \cdot \rho \cdot w \cdot (R_i \cdot \cos(\alpha_1) \cdot c_1 - R_e \cdot c_2 \cdot \cos(\alpha_2))$$

$$Q = S \cdot c_{m1} = \frac{\pi \cdot (D_e^2 - D_i^2) \cdot c_{m1}}{4} = \frac{\pi \cdot (D_e^2 - (D_e \cdot 0,5)^2) \cdot c_{m1}}{4}$$

Sabemos también que para el caso de las turbinas Kaplan la velocidad tangencial es la misma en la entrada y salida, por lo que los radios tanto en la entrada como en la salida también serán iguales. También definimos la velocidad angular:

$$r = r_2 = r_1$$

$$w = \frac{u}{r} = \frac{u}{\frac{D_e}{2}}$$

Llegados a este punto, obtenemos el siguiente sistema de ecuaciones, en el que podremos sustituir la mayoría de los valores con los resultados que hemos ido hallando, y finalmente resolveremos dicho sistema:

$$P_{\text{interna}} = Q \cdot \rho \cdot \frac{u}{\frac{D_e}{2}} \cdot \left(\frac{D_e \cdot 0,5}{2} \cdot \cos(\alpha_1) \cdot c_1 - \frac{D_e}{2} \cdot \cos(90^\circ) \cdot c_2 \right)$$

$$1745,63 = 20 \cdot 1000 \cdot \frac{19,93}{\frac{D_e}{2}} \cdot \left(\frac{D_e \cdot 0,5}{2} \cdot \cos(\alpha_1) \cdot 10,29 \right)$$

$$Q = \frac{\pi \cdot (D_e^2 - (D_e \cdot u)^2) \cdot c_1 \cdot \sin(\alpha_1)}{4} = \frac{\pi \cdot (D_e^2 - (D_e \cdot 0,5)^2) \cdot 10,29 \cdot \sin(\alpha_1)}{4}$$

Obtenemos:

$$D_e = 1,889 \text{ m}$$

$$\alpha_1 = 66,09^\circ$$

$$D_i = D_e \cdot 0,5 = 0,944 \text{ m} = R_e$$

Ahora nos apoyaremos en la teoría del triángulo de velocidades para hallar los ángulos beta:

$$\tan(\beta_1) = \frac{c_1 \cdot \sin(\alpha_1)}{u - \cos(\alpha_1) \cdot c_1} = \frac{10,29 \cdot \sin(66,09^\circ)}{19,93 - \cos(66,09^\circ) \cdot 10,29}$$

$$\beta_1 = 30,833^\circ$$

$$\tan(\beta_2) = \frac{c_{m1}}{u} = \frac{c_{m2}}{u} = \frac{c_1 \cdot \sin(\alpha_1)}{u} = \frac{10,29 \cdot \sin(66,09^\circ)}{19,93}$$

$$\beta_2 = 25,267^\circ$$

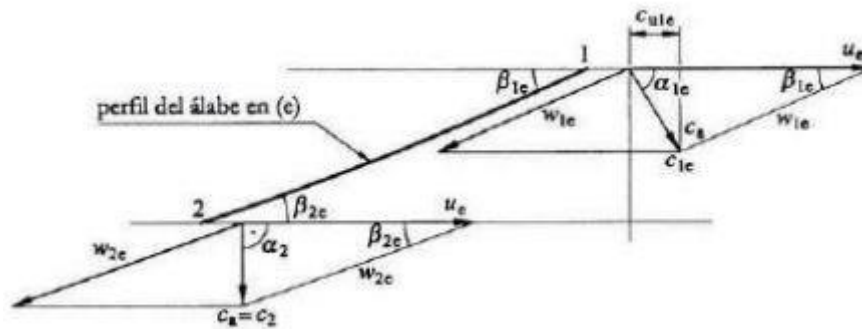


Figura 8.3: Velocidades en la sección exterior del perfil del álabe. [1]

Finalmente nos disponemos a calcular los valores de la velocidad angular de la turbina, que posteriormente nos servirá para hallar el número específico de revoluciones, que vendrá en función del caudal:

$$\omega = \frac{u}{R_e} = \frac{19,93}{0,944} = 21,11 \frac{rad}{s}$$

$$n = \frac{\omega \cdot 60}{2 \cdot \pi} = \frac{21,11 \cdot 60}{2 \cdot \pi} = 201,61 \text{ rpm}$$

$$n_q = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H_n^{3/4}} = \frac{200,33 \cdot \sqrt{20}}{9^{3/4}} = 173,52 \text{ rpm}$$

8.3. CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES DE LOS ÁLABES

En esta sección nos vamos a enfocar en calcular los parámetros necesarios para definir de la manera más precisa posible la geometría del álabe. Para ello vamos a tomar 5 radios equiespaciados desde la base exterior del rodete (perfil interior del álabe), hasta el perfil más exterior del álabe, calculando los triángulos de velocidades en cada una de estas secciones.

Posteriormente podremos calcular el número de álaves, entre otras cosas, que va a necesitar nuestra turbina, mediante el uso de la teoría de persianas

A continuación se adjunta una tabla con algunos datos que vamos a necesitar, recopilados del apartado anterior:

$D_e = 1,889 \text{ m}$	$D_i = 0,944 \text{ m}$	$c_1 = 10,29 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	$c_2 = 9,41 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	$u = 19,93 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
$\alpha_1 = 66,09^\circ$	$\alpha_2 = 90^\circ$	$\beta_1 = 30,833^\circ$	$\beta_2 = 25,267^\circ$	$\omega = 21,11 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$

Tabla 8.1: Recopilación de datos obtenidos del rodete.

Lo primero que haremos será empezar a estudiar los triángulos de velocidades en cada una de las secciones que hemos obtenido al hacer la selección de los 5 radios, por lo que nos saldrán cuatro divisiones entre los cinco radios.

Debemos tener en cuenta que la velocidad angular es constante, condición necesaria para que la generación por parte del alternador se mantenga estable y a la misma frecuencia.

Teniendo los valores de los radios externo e interno, hayamos los intermedios:

$$R_e = \frac{D_e}{2} = \frac{1,889}{2} = 0,944 \text{ m}$$

$$R_i = \frac{D_i}{2} = \frac{0,944}{2} = 0,472 \text{ m}$$

$$\Delta R = \frac{R_e - R_i}{4} = 0,118 \text{ m}$$

Por tanto, los radios intermedios serán:

$$R_2 = R_i + \Delta R = 0,472 + 0,118 = 0,59 \text{ m}$$

$$R_3 = R_2 + \Delta R = 0,59 + 0,118 = 0,708 \text{ m}$$

$$R_4 = R_3 + \Delta R = 0,708 + 0,118 = 0,826 \text{ m}$$

Una vez obtenidos los radios, vamos a calcular las diferentes velocidades tangenciales, teniendo en cuenta que la velocidad angular se mantiene constante:

$$u_{1i} = \omega \cdot R_i = 21,11 \cdot 0,472 = 9,964 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$u_{12} = \omega \cdot R_2 = 21,11 \cdot 0,59 = 12,455 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$u_{13} = \omega \cdot R_3 = 21,11 \cdot 0,708 = 14,946 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$u_{14} = \omega \cdot R_4 = 21,11 \cdot 0,826 = 17,437 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$u_{1e} = \omega \cdot R_5 = 21,11 \cdot 0,944 = 19,928 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

A continuación, partiendo de los datos de las proyecciones de la velocidad del agua con la horizontal (perpendicular al eje de la turbina):

$$c_{1ue} = c_{1e} \cdot \cos(\alpha_{2e}) = 10,29 \cdot \cos(66,09) = 4,17 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\alpha_2 = 90^\circ$$

$$c_{2ue} = 0$$

Con estos datos podemos hallar el rendimiento hidráulico:

$$\eta_h = \frac{H_u}{H_n} = \frac{u_{1e} \cdot c_{1ue} - u_2 \cdot c_{2ue}}{g \cdot H_n} = 0,941$$

Con el valor de este rendimiento hidráulico ahora somos capaces de obtener las componentes en la dirección tangencial de la velocidad absoluta de nuestro fluido:

$$c_{1ui} = \frac{H_n \cdot \eta_h \cdot g}{u_{1i}} = 8,338 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$c_{1u2} = \frac{H_n \cdot \eta_h \cdot g}{u_{12}} = 6,67 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$c_{1u3} = \frac{H_n \cdot \eta_h \cdot g}{u_{13}} = 5,556 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$c_{1u4} = \frac{H_n \cdot \eta_h \cdot g}{u_{14}} = 4,765 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Podemos comprobar que la componente del radio exterior que ya hallamos antes, se verifica con esta fórmula:

$$c_{1ue} = \frac{H_n \cdot \eta_h \cdot g}{u_{1e}} = 4,17 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Ahora tenemos los datos de las proyecciones c_{1u} además del dato inicial del valor de la velocidad absoluta del fluido a la entrada, por lo que podemos comprobar cómo va variando el ángulo entre ambas a lo largo del álabe:

$$\alpha_{1i} = \arccos\left(\frac{c_{1ui}}{c_{1e}}\right) = 35,875^\circ$$

$$\alpha_{12} = \arccos\left(\frac{c_{1u2}}{c_{1e}}\right) = 49,594^\circ$$

$$\alpha_{13} = \arccos\left(\frac{c_{1u3}}{c_{1e}}\right) = 57,32^\circ$$

$$\alpha_{14} = \arccos\left(\frac{c_{1u4}}{c_{1e}}\right) = 62,415^\circ$$

También podemos comprobar que el ángulo de incidencia coincide con el hallado inicialmente:

$$\alpha_{1e} = \arccos\left(\frac{c_{1ue}}{c_{1e}}\right) = 66,09^\circ$$

Ahora podemos hallar los valores del ángulo beta en la entrada de cada una de las secciones:

$$\beta_{1i} = \arctan\left(\frac{c_{1me}}{u_{1i} - c_{1ui}}\right) = 80,196^\circ$$

$$\beta_{12} = \arctan\left(\frac{c_{1me}}{u_{12} - c_{1u2}}\right) = 58,418^\circ$$

$$\beta_{13} = \arctan\left(\frac{c_{1me}}{u_{13} - c_{1u3}}\right) = 45,06^\circ$$

$$\beta_{14} = \arctan\left(\frac{c_{1me}}{u_{14} - c_{1u4}}\right) = 36,597^\circ$$

$$\beta_{1e} = \arctan\left(\frac{c_{1me}}{u_{1e} - c_{1ue}}\right) = 30,833^\circ$$

Es interesante observar como el ángulo va disminuyendo según el radio va aumentando, hasta llegar al perfil exterior donde el ángulo es el menor. Esto tiene sentido ya que si no se generarían zonas donde podrían aparecer torbellinos o remansos.

Vemos también que en se cumple la condición de que $\beta_{1i} < 90^\circ$

Ahora vamos a calcular los ángulos beta pero referidos esta vez a la salida de los álabes:

$$\beta_{2i} = \arctan\left(\frac{c_2}{u_{1i}}\right) = 43,362^\circ$$

$$\beta_{22} = \arctan\left(\frac{c_2}{u_{12}}\right) = 37,071^\circ$$

$$\beta_{23} = \arctan\left(\frac{c_2}{u_{13}}\right) = 32,194^\circ$$

$$\beta_{24} = \arctan\left(\frac{c_2}{u_{14}}\right) = 28,354^\circ$$

$$\beta_{2e} = \arctan\left(\frac{c_2}{u_{1e}}\right) = 25,277^\circ$$

Lo siguiente que calcularemos serán las velocidades relativas entre el fluido y el álabe:

$$w_{1i} = \frac{c_{1m}}{\text{sen}(\beta_{1i})} = 9,546 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$w_{12} = \frac{c_{1m}}{\text{sen}(\beta_{12})} = 11,042 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$w_{13} = \frac{c_{1m}}{\text{sen}(\beta_{13})} = 13,29 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$w_{14} = \frac{c_{1m}}{\text{sen}(\beta_{14})} = 15,779 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$w_{1e} = \frac{c_{1m}}{\text{sen}(\beta_{1e})} = 18,354 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Solamente quedarían las velocidades relativas entre el fluido y el álabe a la salida:

$$w_{2i} = \frac{c_{1m}}{\text{sen}(\beta_{2i})} = 13,7 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$w_{22} = \frac{c_{1m}}{\text{sen}(\beta_{22})} = 15,605 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$w_{23} = \frac{c_{1m}}{\text{sen}(\beta_{23})} = 17,656 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$w_{24} = \frac{c_{1m}}{\text{sen}(\beta_{24})} = 19,807 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$w_{2e} = \frac{c_{1m}}{\text{sen}(\beta_{2e})} = 22,03 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

El cálculo de estas magnitudes referentes al triángulo de velocidades será clave para el diseño de los álabes mediante AutoCAD Inventor. En cuanto al significado físico de estos datos que hemos recabado, vemos con claridad como los valores de la velocidad angular han aumentado en la salida de los álabes respecto a la entrada, lo cual es lógico ya que en ello se basa el funcionamiento de las turbinas de reacción, en la variación de presión entre estas dos zonas del rodete. Además los valores de las magnitudes obtenidas tienen sentido físico teniendo en cuenta que son las del funcionamiento de una turbina.

8.4. CÁLCULO DEL NÚMERO DE ÁLABES Y SUS DIMENSIONES

Para la obtención de la relación entre número específico de revoluciones y las dimensiones del rodete, que son las magnitudes que vamos a necesitar a continuación, vamos a hacer uso de un estudio que se realizó entre los años 1977 y 1978 en el que se investigaron numerosas turbinas Kaplan a nivel mundial, recopilando una serie de ecuaciones de correlación.

Es decir, la geometría de la turbina se relaciona con la velocidad específica.

$$n_s = 3,65 \cdot \sqrt{\eta_h} \cdot n_q = 3,65 \cdot \sqrt{0,941} \cdot 172,52 = 610,839 \text{ rpm}$$

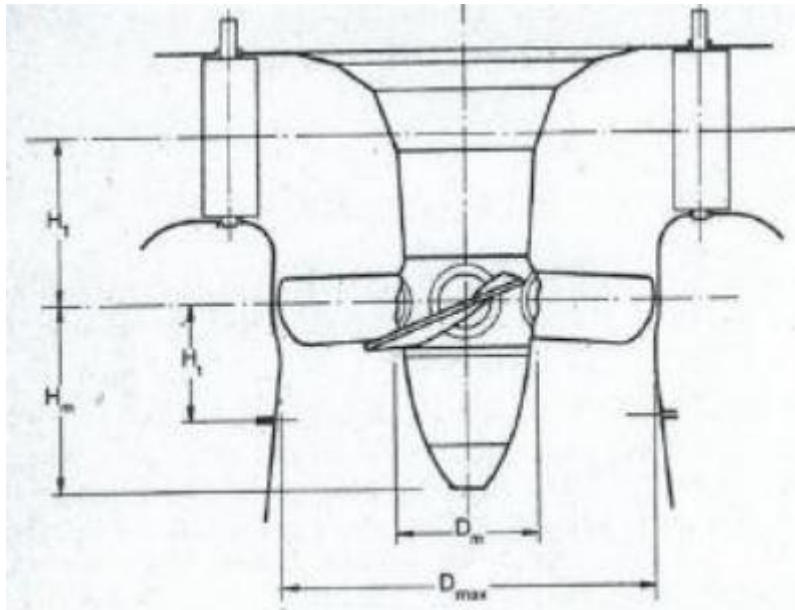


Figura 8.4: Medidas de interés del rodete de una turbina Kaplan. [6]

Procedemos ahora al cálculo de las dimensiones del rodete, haciendo uso de los datos que hemos ido recopilando hasta ahora, y apoyándonos en el estudio de F. de Leva y F. de Siervo, que concluyeron con las siguientes ecuaciones:

$$H_m = D_e \cdot 6,94 \cdot n_s^{-0,403} = 1,889 \cdot 6,94 \cdot 610,839^{-0,403} = 0,988 \text{ m}$$

$$H_1 = (0,38 + n_s \cdot 5,17 \cdot 10^{-5}) \cdot D_e = (0,38 + 610,839 \cdot 5,17 \cdot 10^{-5}) \cdot 1,889$$

$$H_1 = 0,777 \text{ m}$$

Para la altura del álabe:

$$H_{al} = \frac{(H_1 + H_m)}{3} = \frac{(0,777 + 0,988)}{3} = 0,588 \text{ m}$$

Aplicando ahora la teoría de persianas calculamos el espacio entre álabes:

$$t = \frac{H_{al}}{\tan(\beta_{1e})} = \frac{0,588}{\tan(30,833)} = 0,985 \text{ m}$$

Con estos datos estamos en disposición de calcular el número de álabes de nuestra turbina, aproximando el resultado de la operación para la obtención de un número entero, como es lógico.

$$z = \frac{\pi \cdot D_e}{t} = \frac{\pi \cdot 1,889}{0,985} = 6,02$$

$$z = 6 \text{ álabes}$$

Lo siguiente es el cálculo de la cuerda de cada sección, que nos va a ayudar posteriormente en el diseño de los álabes:

$$l_1 = \sqrt{H_{al}^2 + \left(\frac{H_{al}}{2 \cdot \sin(\beta_{1i})} + \frac{H_{al}}{2 \cdot \sin(\beta_{2i})} \right)^2} = 0,935 \text{ m}$$

$$l_2 = \sqrt{H_{al}^2 + \left(\frac{H_{al}}{2 \cdot \sin(\beta_{12})} + \frac{H_{al}}{2 \cdot \sin(\beta_{22})} \right)^2} = 1,019 \text{ m}$$

$$l_3 = \sqrt{H_{al}^2 + \left(\frac{H_{al}}{2 \cdot \sin(\beta_{13})} + \frac{H_{al}}{2 \cdot \sin(\beta_{23})} \right)^2} = 1,132 \text{ m}$$

$$l_4 = \sqrt{H_{al}^2 + \left(\frac{H_{al}}{2 \cdot \sin(\beta_{14})} + \frac{H_{al}}{2 \cdot \sin(\beta_{24})} \right)^2} = 1,258 \text{ m}$$

$$l_e = \sqrt{H_{al}^2 + \left(\frac{H_{al}}{2 \cdot \sin(\beta_{1e})} + \frac{H_{al}}{2 \cdot \sin(\beta_{2e})} \right)^2} = 1,392 \text{ m}$$

Lo siguiente que calcularemos será la curvatura del perfil mediante el método Weining aplicado a un tipo de curvatura suave, obteniendo los radios relacionados con sus respectivas cuerdas:

$$R_{ci} = \frac{l_i}{\sqrt{2 \cdot (1 - \sin(\alpha_{1i}))}} = 1,028 \text{ m}$$

$$R_{c2} = \frac{l_i}{\sqrt{2 \cdot (1 - \sin(\alpha_{12}))}} = 1,475 \text{ m}$$

$$R_{c3} = \frac{l_i}{\sqrt{2 \cdot (1 - \sin(\alpha_{13}))}} = 2,012 \text{ m}$$

$$R_{c4} = \frac{l_i}{\sqrt{2 \cdot (1 - \sin(\alpha_{14}))}} = 2,638 \text{ m}$$

$$R_{ce} = \frac{l_i}{\sqrt{2 \cdot (1 - \sin(\alpha_{1e}))}} = 3,36 \text{ m}$$

Podemos aprovechar para calcular el ángulo con el que debemos suavizar las aristas del álabe visto en planta, para evitar la bajada de rendimiento debido a posibles turbulencias.

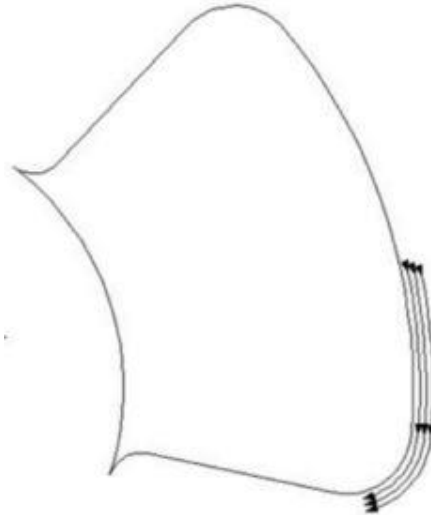


Figura 8.5: Ángulo suavizado del álabe para evitar turbulencias. [14]

$$\theta = \frac{360^\circ}{z} = \frac{360^\circ}{6} = 60^\circ$$

$$\theta_a = \frac{z^2 \cdot \theta \cdot l_e - \theta \cdot D_e \cdot \pi}{z^2 \cdot l_e} = \frac{6^2 \cdot 60 \cdot 1,392 - 60 \cdot 1,889 \cdot \pi}{6^2 \cdot 1,392} = 52,895^\circ$$

Este valor nos va a aportar una aproximación de la magnitud de los radios en los bordes del álabe de la turbina. El cálculo de este radio es complejo pero nosotros vamos a hacer una aproximación bidimensional:

$$e = \frac{D_e}{2} \cdot \cos\left(\frac{\theta_a}{2}\right) = 0,846 \text{ m}$$

$$R_{cur} = \frac{e}{z} = \frac{0,846}{6} = 0,141 \text{ m}$$

8.5. DIMENSIONES DEL TUBO DE ASPIRACION

Para hallar las dimensiones del tubo de aspiración vamos a apoyarnos en una serie de estudios estadísticos relacionados con turbinas Kaplan como las de este proyecto.

En este caso, nuestro tubo de aspiración poseerá un codo, por lo que habrá que tener cuidado con la distancia de este a la parte inferior del rodete para que el flujo no se vea perturbado.

Para calcular estos parámetros, necesitaremos los valores del diámetro exterior y velocidad específica, hallados en apartados anteriores:

$$D_e = 1,889 \text{ m}$$

$$n_s = 610,839 \text{ rpm}$$

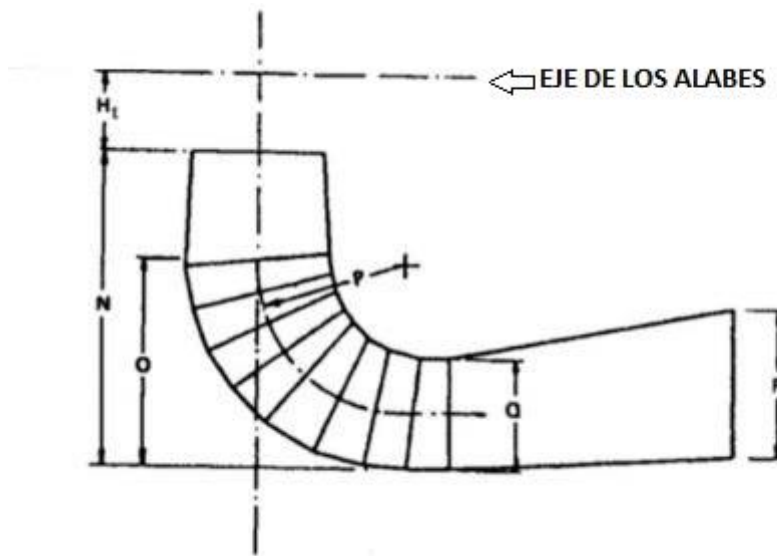


Figura 8.6: Parámetros del perfil de un tubo de aspiración con codo para una turbina Kaplan. [6]

$$H_t = D_e \cdot (0,24 + 7,82 \cdot 10^{-6} \cdot n_s) = 0,462 \text{ m}$$

$$N = D_e \cdot (2 - 2,14 \cdot 10^{-6} \cdot n_s) = 3,775 \text{ m}$$

$$P = D_e \cdot \left(1,26 - \frac{16,35}{n_s}\right) = 2,329 \text{ m}$$

$$O = D_e \cdot (1,4 - 1,67 \cdot 10^{-5} \cdot n_s) = 2,625 \text{ m}$$

$$Q = D_e \cdot \left(0,66 - \frac{18,4}{n_s}\right) = 1,19 \text{ m}$$

$$R = D_e \cdot (1,25 - 7,98 \cdot 10^{-5} \cdot n_s) = 2,269 \text{ m}$$

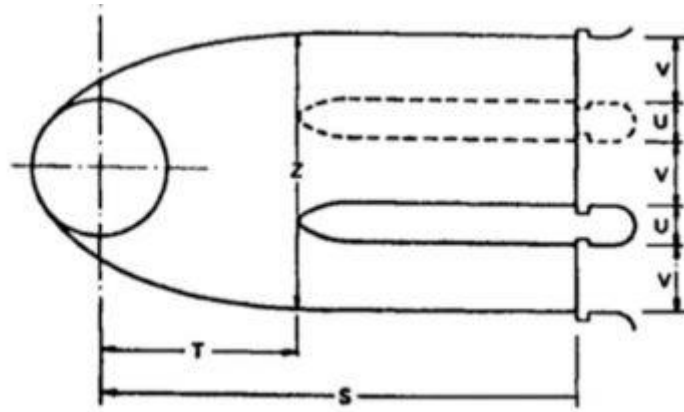


Figura 8.7: Parámetros en planta un tubo de aspiración con codo para una turbina Kaplan. [6]

$$S = D_e \cdot \left(4,26 + \frac{201,51}{n_s} \right) = 8,67 \text{ m}$$

$$T = D_e \cdot (1,2 + 5,12 \cdot 10^{-4} \cdot n_s) = 2,857 \text{ m}$$

$$Z = D_e \cdot \left(2,58 + \frac{102,66}{n_s} \right) = 5,191 \text{ m}$$

$$V = D_e \cdot 2,91 = 5,497 \text{ m}$$

$$U = D_e \cdot 0,15 = 0,283 \text{ m}$$

8.6. DIMENSIONES DE LA CUBIERTA CÓNICA

Con el cálculo de los parámetros de esta parte inferior del rodete, tomando ciertas suposiciones, reduciremos en gran medida las pérdidas internas.

Lo primero que hallaremos serán los radios de los casquetes de la “esfera”, ya que una de las suposiciones es que esta forma del cubo del rodete es esférica, y posteriormente definimos la generatriz. Nuestros datos de partida serán:

$$H_{al} = 0,588 \text{ m}$$

$$D_i = 0,944 \text{ m}$$

Respecto al centro del cubo tomaremos los siguientes valores:

$$\Delta_i = 0,220 \text{ m}$$

$$\Delta_s = 0,245 \text{ m}$$

Por tanto, los ángulos anteriormente nombrados serán:

$$\alpha_i = 2 \cdot \arccos \left(1 - \frac{\frac{D_i}{2} - \Delta_i}{\frac{D_i}{2}} \right) = 124,437^\circ$$

$$\alpha_s = 2 \cdot \arccos \left(1 - \frac{\frac{D_i}{2} - \Delta_s}{\frac{D_i}{2}} \right) = 117,46^\circ$$

Los diámetros inferior y superior de este elemento vendrán dados por:

$$d_i = D_i \cdot \sen \left(\frac{\alpha_i}{2} \right) = 0,835 \text{ m}$$

$$d_s = D_i \cdot \sen \left(\frac{\alpha_s}{2} \right) = 0,807 \text{ m}$$

Para calcular la generatriz de la cubierta necesitaremos los diámetros recién calculados, además de la distancia desde el eje de los álabes hasta la parte más inferior de la cubierta, dato que ya hallamos anteriormente:

$$H_m = 0,988 \text{ m}$$

$$h_m = H_m - \Delta_i = 0,768 \text{ m}$$

8.7. DIMENSIONES DE LA CARCASA EN ESPIRAL

Para el cálculo de la carcasa espiral también nos vamos a apoyar en unos estudios estadísticos llevados a cabo en turbinas Kaplan de características similares a la nuestra. La cámara de la carcasa como veremos posteriormente tiene sección circular, y vamos a hacer el estudio para una cámara de acero. Para hallar sus diferentes dimensiones, nos vamos a guiar como ya hemos hecho anteriormente en las ecuaciones de correlación desarrolladas por F. de Siervo y F. de Leva.

Con los siguientes cálculos, además de definir la geometría de la carcasa de acero, entre otras cosas podremos precisar la situación espacial del distribuidor Fink con precisión.

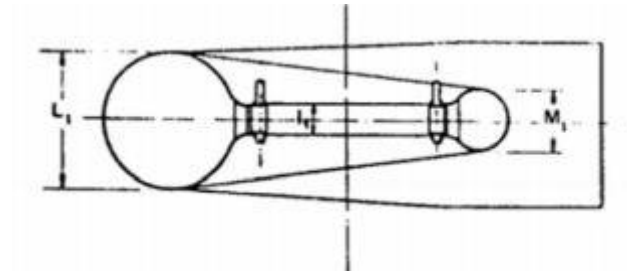


Figura 8.8: Parámetros del perfil de una carcasa espiral de acero de una turbina Kaplan. [6]

$$L = D_e \cdot (0,74 + 8,7 \cdot 10^{-4} \cdot n_s) = 2,402 \text{ m}$$

$$I = D_e \cdot \left(0,45 - \frac{31,8}{n_s}\right) = 0,752 \text{ m}$$

$$M = \frac{D_e}{(2,06 - 1,2 \cdot 10^{-4} \cdot n_s)} = 0,951 \text{ m}$$

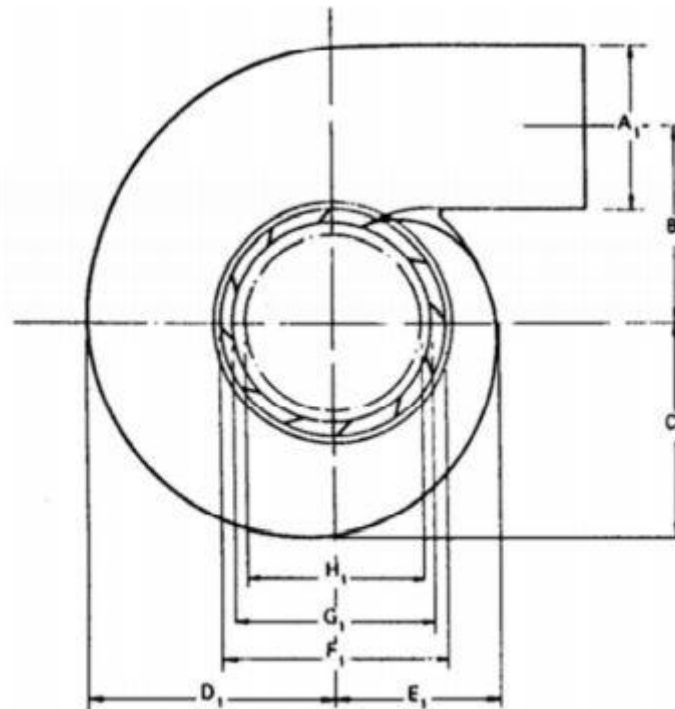


Figura 8.9: Parámetros en planta de una carcasa espiral de acero de una turbina Kaplan. [6]

$$A = D_e \cdot (0,4 \cdot n_s^{0,2}) = 2,726 \text{ m}$$

$$B = D_e \cdot (1,26 + 3,79 \cdot 10^{-4} \cdot n_s) = 2,817 \text{ m}$$

$$C = D_e \cdot (1,46 + 3,24 \cdot 10^{-4} \cdot n_s) = 3,132 \text{ m}$$

$$H = D_e \cdot \left(1,13 + \frac{31,86}{n_s}\right) = 2,233 \text{ m}$$

$$G = D_e \cdot \left(1,29 + \frac{41,63}{n_s} \right) = 2,565 \text{ m}$$

$$F = D_e \cdot \left(1,45 + \frac{72,17}{n_s} \right) = 2,962 \text{ m}$$

$$D = D_e \cdot (1,59 + 5,74 \cdot 10^{-4} \cdot n_s) = 3,666 \text{ m}$$

$$E = D_e \cdot (1,21 + 2,71 \cdot 10^{-4} \cdot n_s) = 2,598 \text{ m}$$

9. BIBLIOGRAFÍA

- [1] J. Agüera Soriano, Mecánica de Fluidos Incompresibles y Turbomáquinas Hidráulicas, 5ª edición, Madrid: Ciencia 3, 2002.
- [2] IDAE y APIA, Minicentrales hidroeléctricas, Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, Madrid, 2006.
- [3] IDAE, Energías Renovables, Madrid, 1999.
- [4] P. Fernández Díez, Turbinas Hidráulicas, Universidad de Cantabria, Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética, 1990.
- [5] P. Fernández Díez, Turbinas Kaplan y Bulbo, Universidad de Cantabria, Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética, 2008.
- [6] F. de Siervo y F. de Leva, "Modern trends in selecting and designing Kaplan turbines", Water Power & Dam Constructions, 1978.
- [7] D. Apsley, Apuntes de Hidráulica Computacional, The University of Manchester
- [8] ANSYS, Inc, ANSYS 18.0 Bladegen tutorial guide, 2015.
- [9] ANSYS, Inc, ANSYS 18.0 Fluent tutorial guide, 2015.
- [10] Goolge Maps.
- [11] R. M. Laguna Ruz, Diseño de una turbina Kaplan mediante Dinámica de Fluidos Computacional, Proyecto Fin de Carrera, Universidad de Sevilla, 2015.
- [12] A. Nava y H. García, Selección y dimensionamiento de centrales hidroeléctricas, Universidad Autónoma de México, Departamento de Ingeniería Hidráulica, 2014.
- [13] M. A. García Pérez, Turbomáquinas – Turbinas hidráulicas, Universidad Nacional del Callao, 2011.
- [14] D. Vicente Benito, Diseño de una Turbina Kaplan para un caudal de 15 m/s y un salto neto de 10 m, Proyecto Fin de Carrera, Universidad de Salamanca, 2010.
- [15] G. Calleja, F. García, A. de Lucas, D. Prats y J. M. Rodríguez, Introducción a la ingeniería química, Madrid, 1999.
- [16] C. J. Renedo, I. Fernández Diego, J. Carcedo Haya y F. Ortiz Fernández, Sistemas y Maquinas Fluido Mecánicas, Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética, Universidad de Cantabria, 2015.

